

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства
та природокористування

Г. Г. Герасимов, В. В. Куба

ПРАКТИКУМ

з дисципліни

**«СИСТЕМИ ВИРОБНИЦТВА І
РОЗПОДІЛУ ЕНЕРГОНОСІВ»**

Навчальний посібник

Рівне – 2020

УДК 620.9(075.8)

ГЗ7

Рецензенти:

Коваленко В. Л., декан факультету енергетики, електроніки та інформаційних технологій Запорізької державної інженерної академії, кандидат технічних наук, доцент;

Давидчук В. І., доцент, кандидат технічних наук Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне.

*Рекомендовано вченою радою Національного університету
водного господарства та природокористування.*

Протокол № 8 від 2 жовтня 2019 р.

Герасимов Г. Г., Куба В. В.

ГЗ7 Практикум з дисципліни «Системи виробництва і розподілу енергоносіїв» : навч. посібник. – Рівне : НУВГП, 2019. – 162 с.

ISBN 978-966-327-447-8

Практикум вміщує опис обладнання і методику виконання практичних завдань з питань водоспоживання промислового підприємства, термодинамічних процесів холодильної установки, систем оборотного водопостачання, проектування насосної станції, розрахунку вентиляторної градирні, міцності корпусу аміачного конденсатора. Наведені приклади розрахунків з зазначеної тематики. В додатках до практикуму містяться описи принципів роботи і технічні параметри обладнання розглядуваних установок.

Для студентів енергетичних спеціальностей вищих навчальних закладів напряму підготовки «Теплоенергетика».

УДК 620.9(075.8)

ISBN 978-966-327-447-8

© Г. Г. Герасимов,

© В. В. Куба, 2020

© Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2020

З М І С Т

ЗМІСТ.....	3
ПЕРЕДМОВА.....	6
ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	
Тема 1. ВОДОСПОЖИВАННЯ ДІЛЯНКИ ЗА ТРЬОМА КАТЕГОРІЯМИ СПОЖИВАЧІВ.....	7
1.1. Витрати води на виробничо-технічні потреби.....	7
1.2. Господарсько-побутове водоспоживання.....	10
1.3. Витрата води на гасіння пожеж.....	11
Тема 2. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ І ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.....	11
2.1. Визначення параметрів холодильної установки за допомогою діаграми lgP-h	11
2.2. Схема холодильної установки.....	13
2.3. Визначення параметрів випарника.....	14
2.4. Визначення параметрів охолоджуючих радіаторів	15
2.5. Добір циркуляційного насоса.....	16
2.6. Визначення параметрів і марки компресора.....	16
2.7. Допоміжні апарати і трубопровідна арматура холодильної установки.....	16
ТЕМА 3. ОЦІНКА ВЕЛИЧИНИ ПІДЖИВДЕННЯ СИСТЕМИ ОБОРОТНОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ СВІЖОЮ ВОДОЮ З ВОДОЙМИ.....	22
3.1. Витрати, які існують в системі оборотного водопостачання.....	22
ТЕМА 4. ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРІВ ТРУБОПРОВІДІВ, ВТРАТ НАПОРУ І НАПОРІВ ТА МАРОК НАСОСІВ НА ОКРЕМИХ ДІЛЯНКАХ СИСТЕМИ.....	23
4.1. Загальні положення.....	23
4.2. Витрати води на ділянках.....	23
4.3. Визначення напорів насосних станцій.....	23

ТЕМА 5. ПРОЕКТУВАННЯ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ ПЕРШОГО ПІДЙОМУ.....	26
5.1. Проектування верхнього резервуара.....	26
5.2. Обґрунтування умов роботи водоприймальних споруд.....	27
5.3. Аналіз режимів роботи насосної станції.....	28
5.4. Компонування насосної станції.....	28
ТЕМА 6. РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯТОРНОЇ ГРАДИРНІ.....	29
6.1. Вихідні дані для розрахунку.....	29
6.2. Визначення основних параметрів градирні.....	30
6.3. Добір вентилятора градирні.....	40
ТЕМА 7. ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ КОРПУСУ АМІАЧНОГО КОНДЕНСАТОРА.....	41
7.1. Розрахунок корпусу циліндричних теплообмінних апаратів.....	41
ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА	
0.1Пр. Методичні вказівки.....	43
1.0Пр. Водопостачання ділянки за трьома категоріями споживачів.....	47
2.0Пр. Термодинамічні процеси і обладнання холодильної установки.....	53
3.0Пр. Оцінка величини підживлення системи оборотного водопостачання свіжою водою з водойми.....	70
4.0Пр. Визначення діаметрів трубопроводів, втрат напору і напорів та марок насосів на окремих ділянках системи.....	71
5.0Пр. Проектування насосної станції першого підйому.....	76
6.0Пр. Розрахунок вентиляторної градирні.....	80
7.0Пр. Визначення товщини корпусу аміачного конденсатора.....	85

ЛІТЕРАТУРА.....	88
ДОДАТКИ	
Додаток А. Насичена пара аміаку (HN_3).....	91
Додаток Б. Конденсатори.....	92
Додаток В. Переохолоджувачі.....	96
Додаток Д. Охолоджуючі радіатори.....	98
Додаток Е. Герметичні насоси типу ХГ (ЦНГ)....	101
Додаток Ж. Поршневі компресори.....	106
Додаток К. Масловідділювачі і масло збірники...	108
Додаток Л. Ресивери.....	112
Додаток М. Повітровідділювачі.....	114
Додаток Н. Брудозбірники.....	117
Додаток П. Регулюючі клапани.....	119
Додаток Р. Запобіжні клапани.....	122
Додаток С. Технічні характеристики насосів.....	125
Додаток Т. Вентиляторні градирні.....	126
Додаток У. Параметри вологого повітря.....	150
Додаток Ф. Вентилятори градирень.....	151
Додаток Х. Випарники.....	160

П Е Р Е Д М О В А

Витрати води промисловими підприємствами величезні. Вони в десятки, навіть в сотні разів перевищують кількість води, яка споживається населеними пунктами. Наприклад, кількість води, яка іде тільки на охолодження металургійних агрегатів, складає більше 5 млрд м³ в рік.

Вода в промисловості витрачається для охолодження з метою забезпечення технологічного процесу або температурної стійкості агрегатів, які працюють в зонах високих температур (75...80% усієї води, яка необхідна для промисловості). Вода також входить в продукцію як її елемент, включаючи отримання пари для виробітку електроенергії (10...15% всієї води). Вода супроводжує різні технологічні процеси, це так звані підсобні потреби (поливання території, промивання, умивання і ін.), на долю яких приходить 5...10%. Таким чином, основним споживачем води в промисловості є охолодження, яке і визначає систему водопостачання.

Нормальна робота промислових підприємств залежить від правильного постачання води. Так, перебіг в подачі води на декілька хвилин призводить до виходу з ладу дорогих агрегатів (металургійних печей). Наявність в воді карбонатів або завислих частинок викликає утворення відкладень, які призводять до перевитрат палива на кожен міліметр накипу котла до 3%, або скорочують в 2...3 рази строк служби теплонавантажених агрегатів, викликаючи простоювання і багатовартісні ремонти.

В задачу систем промислового водопостачання входить не тільки безперебійна подача якісної води, але й правильне її використання в технологічному процесі. Необхідно до мінімуму скоротити скидання відпрацьованої води в водойми або повністю його виключити, тобто створити на підприємстві безстічну систему водного господарства. Значним резервом скорочення водоспоживання і економії свіжої води є випарне охолодження печей і агрегатів, яке до того ж забезпечує більш високу стійкість обладнання.

Система водопостачання повинна бути, як правило, з оборотом води для всього промислового підприємства або у вигляді замкнених циклів для окремих цехів. При цьому необхідно передбачити очищення стічної води, охолодження оборотної води, обробку і повторне використання стічної води (без випуску у водойми).

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

ТЕМА 1. ВОДОСПОЖИВАННЯ ДІЛЯНКИ ЗА ТРЬОМА КАТЕГОРІЯМИ СПОЖИВАЧІВ

1.1. Витрати води на виробничо-технічні потреби

1.1.1. Конденсатори

Конденсатори з водяним охолодженням застосовують в основному в холодильних установках середньої ($Q_o = 30 \dots 100$ кВт) і великої ($Q_o > 100$ кВт) продуктивності [1, с. 265-283]. Конструктивно конденсатори виконуються наступних типів: кожухотрубні горизонтальні або вертикальні, кожухозмієвикові, елементні, двотрубні, пакетно-панельні, пластинчасті. Кожухотрубні конденсатори характеризуються високою інтенсивністю теплопередачі. Використання їх в системах оборотного водопостачання з градирнею дозволяє працювати з мінімальною витратою свіжої води.

Розрахунок конденсатора зводиться до визначення величини теплообмінної поверхні, витрати води на охолодження конденсатора і до визначення основних конструктивних розмірів.

1) Теплообмінна поверхня конденсатора (m^2) визначається за наступною формулою

$$F = \frac{Q_k}{k \cdot \Delta t_m}, \quad (1.1)$$

де Q_k – теплове навантаження холодильної машини, Вт; k – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, Вт/($m^2 \cdot K$); Δt_m – середній температурний напір, тобто середньо логарифмічна різниця температур холодильного агента, що конденсується, і охолоджуючої води, K.

Коефіцієнти теплопередачі конденсатора орієнтовно приймають за табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Практичні коефіцієнти теплопередачі k і питомі теплові навантаження q_F для конденсаторів різних типів [2, с. 168]

Типи конденсаторів	k , Вт/($m^2 \cdot K$)	q_F , Вт/ m^2	Примітки
1	2	3	4
Занурені	175...290	930...1395	При середній різниці температур $\Delta t_m = 4 \dots 6^\circ C$
Протитечієві з подвійних труб	930...1045	4070...5815	
Елементні	930...1045	4070...5815	
Горизонтальні кожухотрубні	700...930	4070...5235	

продовження табл. 1.1

1	2	3	4
Вертикальні кожухотрубні	700...930	4070...5235	
Зрошувальні з верхнім підведенням пари	235...290	1165...1395	
Зрошувальні з нижнім підводом пари	815...1045	4070...5815	
Випарні	465...1045	1396...1860	при $\Delta t_m = 2...3^\circ \text{C}$
З повітряним охолодженням	25...35	140...350	при $\Delta t_m = 8...12^\circ \text{C}$

Приймають горизонтальний або вертикальний кожухотрубний конденсатор, для якого коефіцієнт теплопередачі k визначають згідно табл. 1.1.

Температуру насиченої пари (температуру конденсації) t_k визначають за табл. А1 додатку при тиску в аміачному конденсаторі p_k .

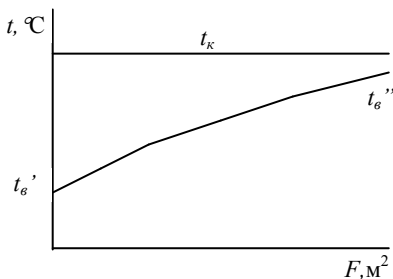


Рис. 1.1. Графік зміни температури

Середній температурний напір для кожухотрубного конденсатора

$$\Delta t_m = \frac{t_k - t_{\theta}' - (t_k - t_{\theta}'')}{\ln \frac{t_k - t_{\theta}'}{t_k - t_{\theta}''}}, \quad (1.2)$$

де t_{θ}' , t_{θ}'' — температури води на вході в конденсатор і на виході з нього, t_k — температура конденсації аміаку згідно табл. А 1, додатка А при тиску аміаку в конденсаторі p_k .

Температура води на виході з конденсатора t_{θ}'' приймається на $\Delta t = 5...7^\circ \text{C}$ більше ніж на вході, тоді $t_{\theta}'' = t_{\theta}' + \Delta t$.

З формули (1.1) знаходять площу поверхні теплообміну F . За значенням площі F добирають конденсатор з таблиць Б.1 – Б.2 додатку Б. Для вибраного конденсатора наводять технічні параметри, розрахункову або конструктивну схему, опис конструкції, принципу роботи і особливості експлуатації.

Масову витрату води G_e для охолодження конденсатора (кг/с) визначають з рівняння теплового балансу, вважаючи, що вся теплота від конденсатора відводиться водою

$$Q_k = G_g c_g (t_g'' - t_g'), \quad (1.3)$$

де Q_k – теплове навантаження конденсатора, кВт; c_g – теплоємність води, $c_g = 4,187$ кДж/(кг·К), а саме

$$G_g = Q_k / [c_g (t_g'' - t_g')]. \quad (1.3a)$$

Об'ємна витрата води в конденсаторі (м³/год) визначається за залежністю

$$V_k = G_g \frac{3600}{1000}. \quad (1.4)$$

1.1.2. Переохолодники

Переохолодники застосовують для додатково охолодження холодильного агенту перед надходженням його у випарну систему. Вони виконуються у вигляді протитечійного апарату з подвійних труб. Охолоджуюча вода проходить внутрішніми трубами. Встановлюється переохолодник між конденсатором і регулюючим пристроєм. При цьому їх належить монтувати з обвідною лінією на випадок ремонту та огляду. Переохолодники випускаються з поверхнею охолодження від 3,9 до 15,6 м².

При середній різниці температур аміаку і охолоджуючої води біля 4° С коефіцієнт теплопередачі становить $k_{no} = 700$ Вт/(м²·К).

Масова витрата води в переохолоднику з рівняння теплового балансу (кг/с)

$$G_{no} = \frac{Q_{no}}{c_g \Delta t_g}, \quad (1.5)$$

де Q_{no} – теплове навантаження переохолодника, кВт.

Об'ємна секундна витрата (м³/с) $V_{no\ c} = G_{no} / 1000$.

Годинна витрата переохолодника (м³/год)

$$V_{no\ z} = 3600 \cdot G_{no} / 1000. \quad (1.5a)$$

Площа теплообмінної поверхні переохолодника (м²)

$$F_{no} = \frac{1000 Q_{no}}{k_{no} \Delta t_m}. \quad (1.6)$$

Згідно таблиць додатка В добирають переохолодник, наводять його технічні параметри, схему і опис роботи.

1.1.3. Сумарне виробничо-технічне водоспоживання

Витрата води на охолодження конденсатора і переохолодник, які з'єднані (по воді) паралельно, становить

$$Q_{sm}' = V_k + V_{no}. \quad (1.7)$$

З урахуванням коефіцієнта годинної нерівномірності

$$Q_{sm} = k_{zod} Q_{sm}'. \quad (1.8)$$

1.2. Господарсько-побутове водоспоживання

Витрата води на господарсько-побутові потреби визначається за залежністю [21, с. 16-21]

$$Q_{en} = Q_{ум} + Q_{\delta} + Q_{пол} + Q_{id}, \quad (1.9)$$

де $Q_{ум}$ – витрата води на умивальники; Q_{δ} – витрата води на душеві; $Q_{пол}$ – витрата води на полив території; Q_{id} – витрата води на приготування страв в їдальні.

1.2.1. Витрата води на умивальники (м³/год) [4]

$$Q_{ум} = \frac{K_{\delta об}^x K_{\delta од}^x q_x (N - N_z) + K_{\delta об}^2 K_{\delta од}^2 q_z N_z}{\tau_{зм}} \cdot 10^{-3}, \quad (1.10)$$

де $K_{\delta об}^x$, $K_{\delta од}^x$ – коефіцієнт добової нерівномірності відповідно холодного і гарячого виробництва; $K_{\delta од}^x$, $K_{\delta од}^2$ – коефіцієнти годинної нерівномірності відповідно холодного і гарячого виробництва; q_x , q_z – питомі витрати води на одну людину, яка зайнята відповідно в холодному і гарячому виробництві; N – загальна кількість робітників; N_z – кількість робітників, працюючих в гарячому виробництві, $\tau_{зм}$ – тривалість робочої зміни. Приймаємо $N_z = 0$.

Згідно [4, табл. 3] для водоспоживання з водорозбірними колонками $q_x = 30 \dots 50$ л/добу.

1.2.2. Витрата води на душеві (м³/год)

$$Q_{\delta} = \frac{q_{\delta} N_{\delta c}}{\tau_{\delta}} \cdot 10^{-3}, \quad (1.11)$$

де q_{δ} – питома витрата води на одну душеву сітку; τ_{δ} – час прийняття душу одним працівником, $N_{\delta c}$ – кількість душевих сіток. Приймаємо $q_{\delta} = 500$ л/добу; $\tau_{\delta} = 0,75$ год.

1.2.3. Витрата води на полив території (м³/год)

$$Q_{пол} = \sum \frac{N_{пол.i} F_{пол.i} \cdot 10^4 \cdot q_{пол.i}}{\tau_{пол.i}} \cdot 10^{-3}, \quad (1.12)$$

де $q_{пол.i}$ – питома витрата води на один квадратний метр території поливу, л/м²; $F_{пол.i}$ – площа поливу, га; $N_{пол.i}$ – кількість поливів; $\tau_{пол.i}$ – тривалість поливу, год.

Згідно [4, табл. 6] при механізованому поливі

$$q_{пол.i} = 0,3 \dots 0,4 \text{ л/м}^2.$$

1.2.4. Витрата води на приготування страв у їдальні (м³/год)

$$Q_{\text{їд}} = \frac{q_{\text{їд}} N_{\text{їд}}}{\tau_{\text{зм}}} K_{\text{год}}' N_{\text{роб}} \cdot 10^{-3}, \quad (1.13)$$

де $q_{\text{їд}}$ – питома витрата води на одну страву, л; $N_{\text{їд}}$ – кількість страв за зміну; $\tau_{\text{зм}}$ – тривалість зміни, год; $K_{\text{год}}'$ – коефіцієнт годинної нерівномірності для їдальні, $K_{\text{год}}' = 3$. Згідно [4] приймаємо $q_{\text{їд}} = 12$ л.

1.2.5. Витрата води на господарсько-побутові потреби

Загальна витрата води на господарсько-побутові потреби визначається за формулою (1.9).

1.3. Витрата води на гасіння пожеж

Згідно [4] при території підприємства $F_n < 150$ га очікується поява однієї пожежі і двох займань. При ширині будівлі до 60 м, вогнестійкості будівель **V**, категорії виробництва за пожежною безпекою **B** і об'ємі виробничих приміщень $V_{\text{пр}} \leq 20$ тис. м³ питома витрата води на одну пожежу згідно табл. 11. приймається $q = 25$ л/с і при $V_{\text{пр}} > 20$ тис. м³ відповідно $q = 40$ л/с.

Витрата води на одну пожежу

$$Q_{\text{табл}} = q \cdot 3600 / 1000 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Питома витрата води на одне займання $q_z = 11$ м³/год.

Витрата води на гасіння займань $Q_z = 2q_z$ м³/год.

Загальна витрата води на гасіння пожеж

$$Q_{\text{пож}} = Q_{\text{табл}} + Q_z.$$

1.4. Загальне водоспоживання за трьома категоріями споживачів (м³/год)

$$Q_{\text{заг}} = Q_{\text{вт}} + Q_{\text{еп}} + Q_{\text{пож}}.$$

ТЕМА 2. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ І ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

2.1. Визначення параметрів холодильної установки за допомогою діаграми lg P - h

Для розрахунку циклу холодильної машини необхідні знання параметрів холодильного агента, до яких відносяться не тільки прості параметри, а саме, тиск p , температура T , питомий об'єм v , але і складні ентальпія h і ентропія s [3].

Найбільш зручною для практичних розрахунків є діаграма

lg P –h, в якій віссю абсцис є ентальпія, а віссю ординат тиск (для зручності зображення тиск відкладається в логарифмічній шкалі). На рис. 2.1 зображений цикл холодильної машини, де:

- процес 1-2 – стискання в компресорі;
- процес 2-3 – відвід тепла в конденсаторі, причому 2-2' – теплота перегріву, 2'-3' – теплота конденсації, 3'-3 – теплота переохолодження рідини;
- процес 3-4 – дроселювання;
- процес 4-1 – кипіння в випарнику.

В цій діаграмі підведене і відведене тепло, а також робота циклу виражаються відрізками.

Кількість тепла, яку холодильна машина віднімає від охолоджуваного середовища на протязі години, називається холодопродуктивністю цієї машини і позначається Q_o , кДж/год.

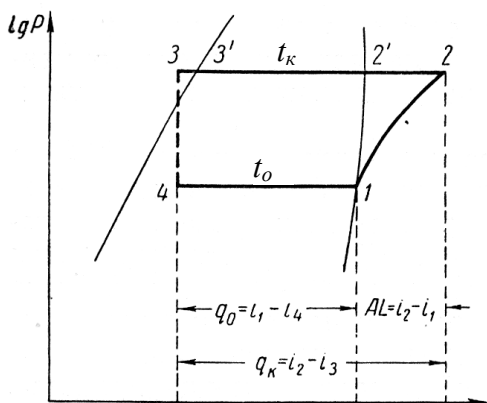


Рис. 2.1. Цикл парової холодильної машини в діаграмі $\lg P - h$

рами графічно знімають значення ентальпій h_1 , h_2 , $h_3 = h_4$ і значення питомого об'єму v_1 .

Виконують розрахунки параметрів холодильної машини в наступній послідовності:

1. Питома холодопродуктивність, кДж/кг

$$q_o = h_1 - h_4; \quad (2.1)$$

2. Кількість теплоти, яку віднято від холодильного агента в конденсаторі Q_k , визначається залежністю $Q_k = G (h_2 - h_3)$, звідки годинна кількість циркулюючого агента, кг/год

$$G = \frac{3600 Q_k}{(h_2 - h_3)}. \quad (2.2)$$

3. Холодопродуктивність холодильної машини, кДж/год

$$Q_o = q_o G. \quad (2.3)$$

Для виконання термодинамічних розрахунків необхідно з'ясувати вихідні параметри.

Температура кипіння аміаку $t_1 = t_4 = t_o$. Температура переохолодження t_n . Тиск аміаку в конденсаторі p_k . Температура конденсації t_k визначається за табл. А.1 додатка А у відповідності з тиском p_k .

У відповідності з зазначеними параметрами і робочими точками діаграм

4. Об'єм циркулюючого холодильного агента, м³/год (в стані пари при температурі $t_l = t_o$)

$$V = Gv_l, \quad (2.4)$$

де v_l – питомий об'єм, м³/кг, який визначається з діаграми lgp-h в точці 1, або з таблиці А 1, додатка А при $v_l = v$ і $t_l = t_o$.

5. Теоретична робота компресора, кДж/год

$$L_k = G(h_2 - h_1). \quad (2.5)$$

6. Теоретична потужність компресора, кВт

$$N_k = L_k/3600. \quad (2.6)$$

7. Холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = Q_o/L_k. \quad (2.7)$$

2.2. Схема холодильної установки

В якості холодоносія для передачі холоду, який вироблений холодильною машиною, звичайно слугує вода або водні розчини солей (розсоли). Такі системи називаються системами з проміжним теплоносієм, тобто з вторинним контуром, рис. 2.2.

Циркуляційний насос призначений для циркуляції холодоносія у вторинному контурі. Найбільше розповсюдження в якості холодоносіїв отримали розчини хлористого натрію (NaCl), хлористого

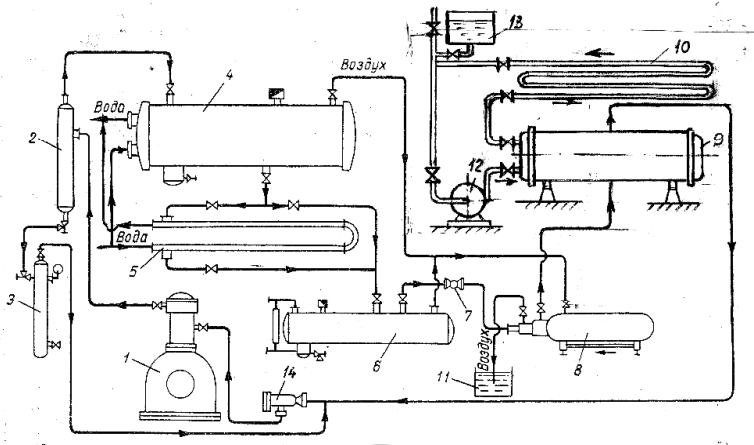


Рис. 2.2. Схема аміачної холодильної установки з проміжним теплоносієм:

1 – компресор; 2 – масловідділювач; 3 – маслозбірник; 4 – конденсатор; 5 – переохолодник; 6 – ресивер; 7 – регулюючий вентиль (дрозель); 8 – повітрявідділювач; 9 – випарник кожухотрубного типу; 10 – розсольні охолоджуючі радіатори; 11 – бак з водою; 12 – циркуляційний насос; 13 – розширювальний бак з розсолом; 14 – брудозбірник

кальцію (CaCl_2) і хлористого магнію (MgCl_2).

При відсутності вторинного контуру з холодоносієм схема відноситься до схем безпосереднього охолодження, тобто в холодильній камері в охолоджуючих радіаторах циркулює холодоагент, а самі радіатори є випарником, рис. 2.3.

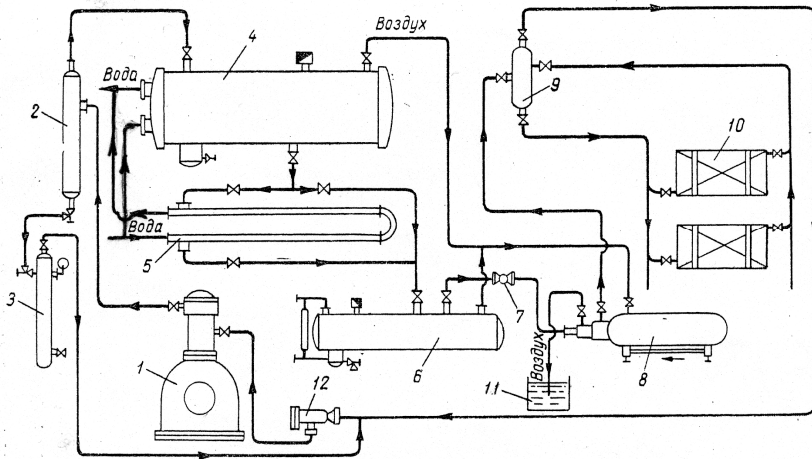


Рис. 2.3. Схема аміачної холодильної установки з безпосереднім випаровуванням: 1 – компресор; 2 – масловідділювач; 3 – маслозбірник; 4 – конденсатор; 5 – переохолоджувач; 6 – ресивер; 7 – регулюючий вентиль (дросель); 8 – повітровідділювач; 9 – відділювач рідини; 10 – охолоджуючі радіатори; 11 – бак з водою; 12 – брудозбірник

2.3. Визначення параметрів випарника (схема рис. 2.2)

Розрахунок параметрів випарника включає визначення теплообмінної поверхні і кількості циркулюючого розсолу.

2.3.1. Теплообмінна поверхня випарника

Площа (м^2) цієї поверхні знаходиться за формулою

$$F_{\text{вип}} = \frac{Q_o \cdot 10^3}{3600k(t_{p2} - t_o)}, \quad (2.8)$$

де Q_o – тепло, яке підведено до випарника, тобто холодопродуктивність холодильної машини, кДж/год; k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$); t_{p2} – температура розсолу, який виходить з випарника, $^{\circ}\text{C}$;

t_o – температура кипіння холодильного агента, °С. Різниця температур $\Delta t = t_{p2} - t_o$ приймається рівною 2...5° С, отже $t_{p2} = t_o + \Delta t$. Коефіцієнт теплопередачі k приймають згідно табл. X. 1 додатка X.

За визначеною площею теплообміну добирають марку випарника з табл. X. 2 додатка X, приводять його схему, технічні параметри і опис роботи.

2.3.2. Об'єм циркулюючого розсолу

Об'єм циркулюючого розсолу, м³/год, визначають з рівняння теплового балансу за формулою

$$V_p = \frac{Q_o}{c_p (t_{p1} - t_{p2}) \gamma_p \cdot 10^3}, \quad (2.9)$$

де γ_p – питома вага розсолу, кг/л; c_p – теплоємність розсолу, кДж/(кг·К).

Різниця температур ($t_{p1} - t_{p2}$) становить звичайно 2...3° С.

Теплоємність c_p і питому вагу розсолу γ_p знаходять з табл. X. 3 додатка X, задаючись температурою замерзання розсолу на 5° С нижче температури кипіння холодильного агента (для кожухотрубних на 8° С), при цьому визначають відповідну концентрацію розсолу.

2.4. Визначення параметрів охолоджуючих радіаторів (батарей)

Теплообмінна поверхня радіаторів визначається за формулою

$$F = \frac{Q_o \cdot 10^3}{3600 k \theta_m}, \quad (2.10)$$

де F – зовнішня поверхня труб і ребер, м²; θ_m – температурний напір, різниця між температурою повітря в холодильній камері і середньою температурою кипіння холодильного агента або холодоносія, °С. Ця різниця приймається в межах від 5 до 15° С. k – коефіцієнт теплопередачі, який визначається з табл. Д. 2 додатка Д. Температуру повітря в холодильній камері приймають $t_{нов} = -2^\circ$ С або меншу.

Приймають тип секцій і батарей згідно таблиці Д. 1 і рис Д. 2. Визначають їх розміри і кількість відповідно з отриманою площею

Ф. Наводять схему і опис запроектованих холодильних камер [5, с. 218].

2.5. Добір циркуляційного насоса

Подача насосами розсолу V_p визначена попередньо. Приймають орієнтовно напір насоса $H = 50 \dots 60$ м. Добирають в якості циркуляційних герметичні електронасоси типу ХГ (ЦНГ) [7, с. 124-128] (або додаток Е) з номінальними параметрами: подачею $Q_{ном}$ і напором $H_{ном}$. Кількість робочих циркуляційних насосів визначають за залежністю

$$Z_{ци} = V_p / Q_{ном}. \quad (2.11)$$

Для забезпечення надійності подачі розсолу приймають додатково один резервний насос. Наводять габаритну схему, технічні параметри і опис прийнятих насосів.

2.6. Визначення параметрів і марки компресора

Компресор - одна з головних частин холодильної машини. Він слугує для відсмоктування парів холодильного агенту з випарника, стиснення їх і нагнітання в конденсатор [2, с. 50].

За визначеною холодопродуктивністю установки Q_o добирають два або три аміачні поршневі компресори з сумарною холодопродуктивністю, яка дорівнює або перевищує Q_o , користуючись таблицями додатка Ж. Наводять схему технічні параметри і опис прийнятих компресорів.

Для підвищення надійності роботи холодильної установки встановлюють ще один резервний компресор прийнятої марки.

2.7. Допоміжні апарати і трубопровідна арматура холодильної установки

2.7.1. Масловідділювачі

При перегріві холодильного агента в компресорі частина масла перетворюється в пароподібний стан. Тому при роботі холодильної установки виникає винесення масла з компресора разом з парою холодильного агенту. Масло, потрапляючи в конденсатор і випарник, осідає на їх стінках, погіршуючи теплопередачу [2, с. 222].

Для відділення пари масла від пари холодильного агента і зтримання крапель масла застосовують *масловідділювачі*. Масловідділювач встановлюють на трубопроводі між компресором і конденсатором. Масловловлювачі підбирають за діаметром приєднувальних штуцерів для парів холодильного агента (вказані в технічних параметрах конденсатора).

Застосовують аміачні інерційні типу М або аміачні промивні типу ОММ масловідділювачі [3, с. 79-81] або таблиці додатка К.

Наводять схему, технічні параметри і опис роботи прийнятого масловідділювача.

2.7.2. Маслозбірники

Маслозбірники слугують для зливу масла з апаратів холодної установки і наступного видалення його з системи [3, с. 82]. Приймають аміачні маслозбірники типу СМ, а саме при теплопродуктивності $Q_k \geq 550$ кВт марки 300СМ; при меншій теплопродуктивності – марки 150 СМ, додаток К. Наводять схему, технічні параметри і опис роботи маслозбірника.

2.7.3. Ресивер

В холодильних установках ресивери слугують ємністю для рідкого холодильного агента і для забезпечення рівномірної роботи холодної машини. Він розвантажує конденсатор від рідкого холодильного агента і створює рівномірний потік агента до регулюючої станції.

Без ресивера можна обійтися тільки в тому випадку, коли поверхня конденсатора більше, ніж це потрібно за розрахунком. В протилежному випадку сконденсований холодної агент займе частину труб конденсатора і зменшить його охолоджуючу поверхню.

Ємність ресивера приймають звичайно рівною від 1/3 до 1/2 годинної кількості циркулюючого холодної агента. Ресивер заповнюється рідиною на 80% свого об'єму.

Об'єм аміаку в ресивері, m^3 ,

$$W_{ам} = (1/2 \dots 1/3) G v_3, \quad (2.12)$$

де G – годинна кількість циркулюючого холодної агента, кг/год; $v_3 = v'$ – питомий об'єм аміаку, m^3/kg , визначається з таблиці А.1 додатка при температурі конденсації аміаку t_k .

Повний об'єм ресивера

$$W_{рес} = 1,2 W_{ам}. \quad (2.13)$$

Марку горизонтального аміачного ресивера добирають згідно таблиці Л.1 додатка Л. Наводять схему, технічні параметри і опис роботи ресивера.

2.7.4 Повітровідділювач

Повітря і несконденсовані гази, які проникають в систему, погіршують коефіцієнт теплопередачі конденсатора, що викликає підвищення тиску і температури конденсації. Із-за цього зростає витрата електроенергії на роботу компресора і зменшується його холодопродуктивність.

Приймають повітровідділювач системи інж. Кобулашвілі або двохтрубний аміачний ВТ-1, додаток М. Наводять схему і опис роботи повітровідділювача.

2.7.5. Брудозбірник

Брудозбірник застосовують для захисту циліндрів і клапанів компресора від потрапляння в них окалини, іржі і інших твердих частинок, які спроможні створити rischi, задири і інші пошкодження на дзеркалі циліндрів, засмітити і пошкодити клапани. Розміщують брудозбірники на всмоктувальному трубопроводі в безпосередній близькості від компресора [2, с. 230]. З метою зменшення втрат холоду брудозбірники покривають шаром ізоляції.

Об'єм циркулюючого холодильного агента V , м³/год. Приймаючи швидкість пари холодильного агента $w = 10 \dots 20$ м/с, знаходимо діаметр трубопроводу

$$d = \sqrt{\frac{4V}{3600\pi w}}. \quad (2.14)$$

Заокруглюємо отримане значення до стандартного діаметра і приймаємо брудозбірник з таким діаметром умовного проходу з таблиць додатка Н. Приводимо схему, параметри і опис роботи брудозбірника.

2.7.6. Регулююча арматура

Регулююча арматура призначена для дроселювання холодильного агента від тиску конденсації до тиску кипіння. В схемах автоматизації холодильних установок автоматична регулююча арматура використовується в якості виконавчих пристроїв, які складаються з виконавчого механізму і регулюючого органу, що змінює потік робочого середовища. До групи регулюючих клапанів, що працюють

від стороннього джерела енергії, відносять регулюючі клапани з мембранним або електричним виконавчим механізмом.

Мембранний виконавчий механізм перетворює сигнал в вигляді тиску стиснутого повітря в механічне переміщення регулюючого органа. Звичайно мембранні виконавчі механізми виготовляють з вихідними штоками, які здійснюють поступальний рух.

Електричний виконавчий механізм перетворює електричний сигнал в механічне переміщення регулюючого органа. В залежності від виду механічного переміщення розрізняють механізми з обертальним і поступальним рухом вихідного пристрою.

Експлуатаційні властивості виконавчих пристроїв (регулюючих клапанів) в значній мірі визначають характеристики, які поділяються на гідравлічні, силові і конструктивні. До характеристик виконавчих пристроїв відносяться наступні:

Пропускна здатність K_V визначається об'ємною витратою рідини в $\text{м}^3/\text{год}$ з густиною 1000 кг/м^3 , яка пропускається регулюючим органом при перепаді тисків на ньому в 1 кгс/см^2 . Поточне значення пропускної здатності при заданій величині ходу в відсотках вказуються відповідним індексом, наприклад K_{V100} , K_{V60} , K_{V10} .

Умовна пропускна здатність K_{Vy} являє собою номінальне значення величини пропускної здатності при умовному ході затвора, яка виражена в $\text{м}^3/\text{год}$.

Максимальна пропускна здатність K_{Vmax} являє собою максимальну пропускну здатність необхідного діапазону регулювання регулюючого органу, яка виражена в $\text{м}^3/\text{год}$.

При виборі регулюючого клапана бажано забезпечити близькій збіг потрібного і дійсного значень K_{V100} (з урахуванням необхідного запасу). При значенні K_{V100} меншим, ніж потрібно, не буде забезпечена максимальна витрата через систему; при більшому значенні регулюючий клапан буде працювати в більш вузькому інтервалі значень відкриття клапана S , що погіршує його експлуатаційні показники: зростає похибка регулювання, підсилюється знос сідла і плунжера в зв'язку з роботою їх на вузьких щілинах.

Згідно діаграми $lgP - h$ в точці 3 (потік холодильного агенту перед регулюючим клапаном) знаходять тиск $p_y = p_k = p_3$ і питомий об'єм за табл. А.1 додатка при цьому тиску $v_3 = v'$ для конденсату аміаку. Тоді пропуск аміаку системою становить

$$Q_{am} = Gv_3, \quad (2.15)$$

де G – масова витрата холодильного агента.

За характеристикою двохсідлових регулюючих клапанів їх пропускна здатність відповідає залежності [8, с. 240]

$$Q_{ам} = K_{Vmax} \sqrt{\Delta p v_3}, \quad (2.16)$$

де Δp – розрахунковий перепад тисків на регулюючому клапані (дроселі), який дорівнює різниці тисків в точках 3 і 4, тобто

$$\Delta p = p_3 - p_4.$$

З формули (2.16) визначаємо

$$K_{Vmax} = \frac{Q_{ам}}{\sqrt{\Delta p v_3}}. \quad (2.17)$$

Умовний діаметр проходу регулюючого клапана D_y визначається за потрібною величиною K_{Vy} , яка знаходиться з умови

$$K_{Vy} = 1,2 K_{Vmax}. \quad (2.18)$$

Згідно таблиці П.1 визначають марку регулюючого клапана з найближчим більшим значенням K_{Vy} і його технічні параметри. Наводять схему і опис роботи клапана.

2.7.7 Запобіжний клапан

Запобіжна арматура призначена для автоматичного скидання пари холодильного агента з апаратів і трубопроводів при підвищенні в них тиску понад встановлене значення (запобіжні клапани), а захисна – для попередження зворотного потоку робочого середовища (зворотні клапани) [3, с. 101].

Запобіжні клапани класифікують за пропускною здатністю і за способом скидання робочого середовища.

За пропускною здатністю запобіжні клапани поділяють на малопідйомні і повнопідйомні. Спрацювання малопідйомного клапана відбувається поступово в міру підвищення тиску; у повнопідйомних клапанів золотник піднімається різко, клапан відкривається з різким стуком.

За способом скидання робочого середовища розрізняють запобіжні клапани, які працюють без протитиску (скидання безпосередньо в атмосферу) і працюючі з протитиском (скидання через проміжний трубопровід).

Добору запобіжного клапана передус розрахунок діаметра необхідного прохідного перерізу D_c в сідлі клапана. Розрахунок здійснюється на базі наступних даних: агрегатного стану середовища; питомої ваги або густини середовища; температури середовища; показника адіабати (для пароподібних середовищ) і тисків (надлиш-

кових) на вході в клапан (p_1) і на виході з нього (p_2); розрахункові витрати робочого середовища [3, с. 104].

Для проектного запобіжного клапана, який встановлений на конденсаторі і призначений для скидання холодильного агента при перевищенні тиску понад розрахунковий, агрегатний стан середовища – пароподібний аміак, стан якого відповідає точці 3 діаграми в координатах p - h . Тому тиск на вході в запобіжний клапан дорівнює тиску в конденсаторі, тобто $p_1 = p_k$. Тиск на виході з запобіжного клапана приймаємо рівним тиску холодильного агента після регулюючого клапана (точка 4 діаграми p - h), якщо скидання пари холодильного агента для його збереження здійснюється в відвідний трубопровід перед повітровідділювачем. Питомий об'єм v_2 холодильного агента на вході в запобіжний клапан відповідає точці 2 діаграми p - h і знаходиться за таблицею А.1 додатка при температурі конденсації t_k (тиск p_k). Тоді густина пари холодильного агента $\rho_2 = 1/v_2$.

Коефіцієнт адіабати k для пароподібного аміаку в залежності від значення температури t_k знаходять за таблицею Р.1 додатка Р.

Площа прохідного перерізу F_c (в мм^2) в сідлі клапана визначають за формулою [3, с. 104; 23, с. 55; 24, с. 55].

$$F_c = G / (1,59 \alpha B \sqrt{(p_1 - p_2) \rho}) \quad (2.19)$$

де G – розрахункова масова витрата холодильного агента, кг/год ; α – коефіцієнт витрати холодильного агента через запобіжний клапан ($\alpha = 0,6 \dots 0,65$); B – коефіцієнт, який враховує стискання холодильного агента в газоподібному стані, p_1 і p_2 – надлишкові тиски відповідно перед клапаном (тиск спрацьовування клапана) і за ним, кг/см^2 ; ρ – густина холодильного агента при тиску і температурі в ємності, яка захищається, кг/м^3 .

Коефіцієнт B визначається з таблиці Р.3 в залежності від показника адіабати k і відношення p_2/p_1 .

Діаметр прохідного перерізу (в мм) в сідлі клапана

$$D_c = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi}}. \quad (2.20)$$

За знайденим значенням D_c , користуючись таблицею Р.1 визначають тип і параметри запобіжного клапана.

Виконують перевірочний розрахунок. Цим розрахунком визначають пропускну здатність клапана $G_{кл}$ (т/год), тобто кількість холодильного агента, яку може скинути клапан при повному відкритті

$$G_{\text{кл}} = K_{V\text{max}} B \sqrt{(p_1 - p_2) \rho}, \quad (2.21)$$

де $K_{V\text{max}}$ – коефіцієнт умовної пропускну здатності; ρ – густина холодильного агента, г/см³. Клапан забезпечує скидання заданої витрати G холодильного агента, якщо задовольняється умова $G_{\text{кл}} \geq G$. Наводять схему клапана і опис його роботи.

ТЕМА 3. ОЦІНКА ВЕЛИЧИН ПІДЖИВЛЕННЯ СИСТЕМИ ОБОРОТНОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ СВІЖОЮ ВОДОЮ З ВОДОЙМИ

3.1. Втрати, які існують в системі оборотного водопостачання

Втрати, які існують в системі оборотного водопостачання з вентиляційною градирнею:

а) втрати з виносом пари і крапель води з градирні (м³/год)

$$P_1 = k_{\text{вин}} Q_{BT}, \quad (3.1)$$

де $k_{\text{вин}}$ – коефіцієнт виносу, $k_{\text{вин}} = 0,002 \dots 0,005$.

б) втрати води P_2 з випаруванням в градирні (м³/год)

$$P_2 = (0,001 + 0,00002 t_n) \Delta t_e Q_{BT}, \quad (3.2)$$

де t_n – температура зовнішнього повітря, °С; Δt_e – ширина зони охолодження води в градирні, °С. Приймаємо $t_n = 22^\circ \text{C}$. Ширина зони охолодження води в градирні Δt_e дорівнює ширині зони нагрівання води в конденсаторі, тобто $\Delta t_e = t_e'' - t_e'$.

в) Втрати води P_3 з продувкою (м³/год), які знаходять з рівняння сольового балансу

$$N_{cв}(P_1 + P_2 + P_3) = N_{зв}(P_1 + P_3). \quad (3.3)$$

звідки

$$P_3 = \frac{P_1(N_{зв} - N_{cв}) - N_{cв}P_2}{N_{cв} - N_{зв}}, \quad (3.4)$$

де $N_{cв}$, $N_{зв}$ – відповідно вміст солей у воді (мг/кг) джерела і зворотної лінії. Величина сумарних втрат (м³/год)

$$Q_{\text{втр}} = P_1 + P_2 + P_3. \quad (3.5)$$

ТЕМА 4. ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРІВ ТРУБОПРОВІДІВ, ВТРАТ НАПОРУ І НАПОРІВ ТА МАРОК НАСОСІВ НА ОКРЕМИХ ДІЛЯНКАХ СИСТЕМИ

4.1. Загальні положення

З рівняння нерозривності

$$G = \rho w f = \rho w \pi d^2 / 4, \quad (4.1)$$

де G – масова витрата рідини, кг/с; ρ – густина рідини, кг/м³; w – швидкість рідини, м/с; f – площа поперечного перетину трубопроводу, м²; d – діаметр трубопроводу, м; знаходять діаметр трубопроводу при швидкості $w = 2$ м/с

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho w}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi w}}, \quad (4.2)$$

де Q – витрата трубопроводу, м³/с. Закруглюють діаметр трубопроводу до стандартного значення згідно сортаменту сталевих трубопроводів і уточнюють швидкість води за формулою

$$w = \frac{4Q}{\pi d^2}. \quad (4.2)$$

4.2. Витрати води на ділянках трубопроводу

Розрахунки за формулами (4.1) – (4.3) виконують для наступних ділянок трубопроводу згідно схеми оборотного водопостачання:

Ділянка 1 – від джерела водопостачання до резервуара 3.

Витрата води на ділянці 1

$$Q_1 = Q_{втр} + Q_{г.п} + Q_{пож}. \quad (4.3)$$

Ділянка 2 – від резервуара 4 до конденсатора.

Витрата води на ділянці 2

$$Q_2 = Q_{вт} + Q_{г.п} + Q_{пож}. \quad (4.4)$$

Ділянка 3 – від конденсатора до градирні

Витрата води на ділянці 3

$$Q_3 = Q_{вт}. \quad (4.5)$$

4.3. Визначення напорів насосних станцій

4.3.1. Загальні положення

Напір насоса H знаходять за формулою

$$H = H_{\Gamma} + \Delta H_{mp} + H_{спож}, \quad (4.6)$$

де H_{Γ} – геодезичний напір, м; ΔH_{mp} – втрати напору в трубопроводі (по довжині і місцеві), м; $H_{спож}$ – втрати напору споживача (всі не визначені втрати напору на даному етапі розрахунків), м.

Спочатку знаходять втрати тиску (Па) на розглядуваній ділянці трубопроводу за залежністю

$$\Delta p_{mp} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{\rho_w w^2}{2}, \quad (4.7)$$

де l , d , $\Sigma \zeta$ – відповідно довжина, діаметр і сума місцевих коефіцієнтів опору ділянки трубопроводу; ρ_w – густина води, $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$; w – уточнена швидкість води на ділянці трубопроводу; λ – коефіцієнт гідравлічного опору по довжині трубопроводу; w – уточнена середня швидкість води в водогоні.

Коефіцієнт гідравлічного опору для гідравлічно-гладеньких труб при $10^5 \leq Re \leq 3,24 \cdot 10^6$ знаходять за формулою

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}, \quad (4.8)$$

де Re – число Рейнольдса. При шорстких трубах коефіцієнт гідравлічного опору знаходять за універсальною формулою А.Д. Альтшуля, яка правдива для усіх областей руху, [26, с. 39]

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_e}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (4.9)$$

де k_e – еквівалентна шорсткість труб, м; d – діаметр труби, м.

Число Рейнольдса визначають за формулою

$$Re = \frac{wd}{\nu}, \quad (4.10)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості для води, який знаходять в залежності від температури води t .

Втрати напору по довжині ділянки трубопроводу становлять

$$\Delta H_{mp \partial} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta p}{9810} \text{ м вод ст.}, \quad (4.11)$$

де Δp – втрати тиску на ділянці трубопроводу, Па.

Коефіцієнти місцевих опорів ζ знаходять за рекомендаціями [13, с. 462-467]. Для орієнтовних розрахунків осереднені коефіцієнти місцевих опорів: входу $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$; зварного коліна з поворотом 90°

$\zeta_{зк} = 0,75$; гнуте коліно з поворотом 90° $\zeta_{зк} = 0,5$; засувка $\zeta_з = 0,25$; зворотного затвора (клапана) $\zeta_{зз} = 1,7$; виходу $\zeta_{вих} = 1$.

Еквівалентну шорсткість труб визначають згідно табл. 4.1

Таблиця 4.1

Середнє значення еквівалентної шорсткості k_e труб [26, с. 39]

Вид труби	Стан труби	k_e , мм
Безшовна сталева	Нова і чиста	0,03
	Після декількох років експлуатації	0,2
Сталева зварна	Нова і чиста	0,05
	Помірно іржава	0,5
	Стара заіржавлена	1,0
Витягнута з кольорових металів	Нова, технічно гладка	0,005
Рукова і шланги гумові	-	0,03

4.3.2. Визначення напорів насосів і добір марок насосів

Визначення напорів виконують для таких насосних станцій:

Насосна станція зворотної води (ділянка 3)

Згідно схеми водоспоживання, рис. X.1, додатка X:

- геодезичний напір $H_{з3} = (h_4 + h_{резр} + h_{12}) - h_7$;
- довжина ділянки $L_3 = l_6 + l_{11}$;
- сума гідравлічних опорів $\Sigma\zeta_3 = \zeta_{вх} + 4\zeta_{зк} + \zeta_з + \zeta_{зз} + \zeta_{вих}$.

Приймаючи найгірші умови експлуатації сталевих труб (старі заіржавлені) при еквівалентній шорсткості згідно табл. 4.1 $k_e = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$ і $H_{спож} = 3 \text{ м}$, знаходять втрати напору і напір насоса H_3 .

Користуючись графіком областей використання консольних насосів, табл. С.1 додатка С, визначають кількість і типорозмір насосів. Наводять технічні параметри і опис конструкції насоса.

Насосна станція другого підйому (ділянка 2)

Згідно схеми водоспоживання, рис. X.1:

- геодезичний напір $H_{з2} = (h_9 + h_k + h_{конд}) - h_4$; де $h_{конд} = D_{конд}/2$ або $h_{конд} = H_{кльд}/2$, тобто половина діаметра або половина висоти конденсатора;

- довжина ділянки $L_2 = l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8 + l_9$;
- сума гідравлічних опорів $\Sigma\zeta_2 = \zeta_{вх} + 6\zeta_{зк} + \zeta_з + \zeta_{зз} + \zeta_{вих}$.

Приймаючи найгірші умови експлуатації сталевих труб (старі заіржавлені) при еквівалентній шорсткості згідно таблиці 4.1 $k_e = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$ і $H_{\text{спож}} = 5 \text{ м}$, знаходять втрати напору і напір насоса H_2 .

Користуючись графіком областей використання консольних насосів, табл. С.1, визначають кількість і типорозмір насосів. Наводять технічні параметри і опис конструкції насоса.

Насосна станція першого підйому (ділянка 1)

Згідно схеми водоспоживання, рис. X.1:

- геодезичний напір $H_{z1} = (h_3 + h_{p1}) - h_1$; де h_{p1} – глибина води в резервуарі, приймають $h_{p1} = 2,4 \text{ м}$.

- довжина ділянки $L_1 = l_1 + l_2$;

- сума гідравлічних опорів $\Sigma \zeta_1 = \zeta_{\text{вх}} + 5\zeta_{3\kappa} + \zeta_3 + \zeta_{33} + \zeta_{\text{вих}}$.

Приймаючи найгірші умови експлуатації сталевих труб (старі заіржавлені) при еквівалентній шорсткості згідно таблиці 4.1 $k_e = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$ і $H_{\text{спож}} = 5 \text{ м}$, знаходять втрати напору і напір насоса H_1 .

Користуючись графіком областей використання консольних насосів, табл. С.1, визначають кількість і типорозмір насосів. Наводять характеристику, технічні параметри і опис конструкції насоса.

Розрахункова подача насоса $Q_n = Q_{\text{max}}/Z_n = Q_1/Z_n$, де Z_n – прийнята кількість робочих насосів. Для підвищення надійності роботи насосної станції крім робочих приймається один резервний насос того ж типорозміру.

ТЕМА 5. ПРОЕКТУВАННЯ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ ПЕРШОГО ПІДЙОМУ

5.1. Проектування верхнього резервуара

Приймаємо закритий резервуар з глибиною $h_{\text{вод}} = 2,4 \text{ м}$ і глибиною регулювання $h_p = 1,9 \text{ м}$, рис. 5.1. Визначаємо об'єм (м^3) регулювання в резервуарі V_p з умови годинної роботи насосної станції ($\tau = 1$ година).

$$V_p = Q_1 \tau, \quad (5.1)$$

де Q_1 – витрата води на першій ділянці системи водопостачання, $\text{м}^3/\text{год}$

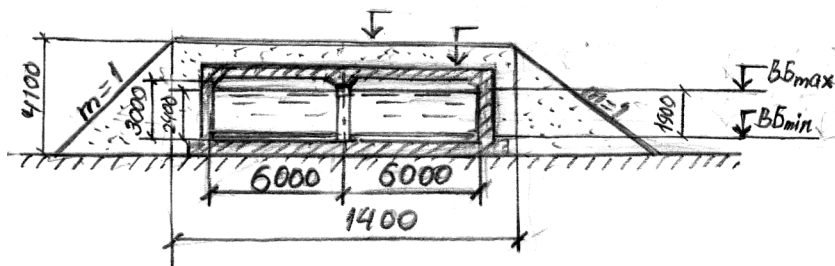


Рис. 5.1. Схема закритого верхнього резервуара насосної станції першого підйому: $\downarrow ВБ_{\min}$ – мінімальна відмітка верхнього б'єфа; $\downarrow ВБ_{\max}$ – максимальна відмітка верхнього б'єфа

Площа резервуара в першому наближенні

$$F_p = V_p / h_p. \quad (5.2)$$

Приймаючи таку конструкцію резервуара, при якій ширина і довжина басейна кратна будівельному модулю 6 м, приймаємо розміри резервуара: ширину a , і довжину b , тоді площа резервуара $F_{рез} = ab$ і робоча глибина резервуара $h_{роб} = V_p / F_{рез}$.

Знаходимо відмітки води в резервуарі:

$$\downarrow ВБ_{\min} = \downarrow 3 + 0,5; \quad (5.3)$$

$$\downarrow ВБ_{\max} = \downarrow ВБ_{\min} + h_{роб}. \quad (5.4)$$

Повна глибина води в резервуарі

$$h_{np} = \downarrow ВБ_{\max} - \downarrow 3. \quad (5.5)$$

Будівельна висота резервуара

$$h_{б\gamma d} = h_{np} + 0,6. \quad (5.6)$$

Інші розміри і відмітки резервуара приймаються конструктивно.

5.2. Обґрунтування умов роботи водоприймальних споруд

Діаметр всмоктувального трубопроводу насоса D_6 знаходять з умови отримання середньої швидкості води $v_6 = (1 \dots 1,2)$ м/с, тобто

$$D_6 = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi v_6}}, \quad (5.7)$$

де Q_n – подача насоса, м³/с. Приймаємо найближчий діаметр стандартного сталевго трубопроводу і уточнюємо швидкість води

$$v_6 = \frac{4Q}{\pi D_{6\text{ см}}^2}.$$

Знаходять діаметр розтрубу на вході у всмоктувальний трубо-
провід насоса $D_{ex} = 1,25 D_6$. Занурення входу під рівень води при-
ймаємо більшим з двох варіантів [13, с. 160]: $h_{зан1} = 2D_{ex}$ і

$$h_{зан2} = 3D_{ex} \sqrt{v_6} - 0,5D_{ex}. \quad (5.8)$$

При цьому мінімальний рівень води нижнього б'єфу (у приймаль-
ному резервуарі), рис. Х.1

$$\downarrow HB_{min} = \downarrow 1 + h_{зан}. \quad (5.9)$$

Приймаємо

$$\downarrow HB_{max} = \downarrow HB_{min} + 0,5. \quad (5.10)$$

5.3. Аналіз режимів роботи насосної станції

Уточнюємо геодезичні напори насосної станції

$$H_{Г.min} = \downarrow BB_{min} - \downarrow HB_{max}; \quad (5.11)$$

$$H_{Г.max} = \downarrow BB_{max} - \downarrow HB_{min}. \quad (5.12)$$

Коефіцієнт опору трубопроводу

$$S_{mp} = (\Delta H_{mp} + H_{спож}) / Q_{mp}^2, \quad (5.13)$$

де Q_{mp} – витрата трубопроводу, m^3/c , причому $Q_{mp} = Q_I = Q_H z_H$.

Визначаємо координати в формі таблиці 5.1 і за їх значеннями
будуємо характеристику насосної установки (трубопроводів),
рис. 5.2.

Таблиця 5.1

Координати характеристики насосної установки

$Q_i, m^3/c$						
$H_{mp1} = H_{Г.min} + S_{mp} Q_i^2$						
$H_{mp2} = H_{Г.max} + S_{mp} Q_i^2$						

За результатами побудови напірних характеристик насоса і на-
сосної установки графічно в точках перетину А, А₁ отримують гра-
нично робочі точки з параметрами $Q_n = Q_A, H_A$ і Q_{A1}, H_{A1} . З робо-
чої характеристики насоса для відповідних подач знімають значен-
ня допустимих кавітаційних запасів $\Delta h_{донA}, \Delta h_{донA2}$.

5.4. Компонування насосної станції

Визначають відмітку осі насоса за формулою

$$\downarrow oci = \downarrow HB_{max} + H_{ГB}, \quad (5.14)$$

де $H_{ГВ}$ – допустима геометрична висота всмоктування насоса, м. Цю висоту знаходять таким чином

$$H_{ГВ} = H_{\delta} - H_n - \Delta h_{\text{доп}} - h_e, \quad (5.15)$$

де H_{δ} – напір, який відповідає барометричному (атмосферному) тиску, $H_{\delta} = 10$ м; H_n – напір, який відповідає тиску насичених парів перекачуваної рідини при розрахунковій температурі, для води $H_n = 0,23$ м при температурі $t = 20^{\circ}\text{C}$; $\Delta h_{\text{доп}}$ – допустимий кавітаційний запас для найгірших умов експлуатації насоса (для відцентрових насосів це відповідає максимальній подачі і відповідно максимальному значенню $\Delta h_{\text{доп}}$ з усіх можливих), м; h_e – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі насоса при максимально можливій подачі насоса Q_n . В першому наближенні приймаємо $h_e = 1,0$ м.

Відмітка підлоги насосної станції

$$\downarrow ПНС = \downarrow \text{осі} - E - a_{\phi}, \quad (5.16)$$

де E – висота насоса від фундаментної плити до осі, м; a_{ϕ} – висота фундаменту насоса, $a_{\phi} = 0,2$ м.

Відмітка допустимого підтоплення фундаменту

$$\downarrow П\Phi = \downarrow ПНС - h_m - h_3, \quad (5.17)$$

де h_m – максимальна глибина промерзання ґрунту, приймається в межах $0,8 \dots 1,2$ м в залежності від місця розташування насосної станції; h_3 – величина запасу, $h_3 = 0,15$ м.

Якщо виконується умова

$$\downarrow НБ_{\text{max}} \leq \downarrow П\Phi, \quad (5.18)$$

то приймається наземний тип будівлі насосної станції, в протилежному випадку – камерний тип.

Відмітка площадки приймання обладнання

$$\downarrow ПП = \downarrow ПНС - h_3. \quad (5.19)$$

ТЕМА 6. РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯТОРНОЇ ГРАДИРНІ

6.1. Вихідні дані для розрахунку:

- а) теплове навантаження градирні $N = Q_k + Q_{\text{по}}$, кВт;
- б) температура гарячої води на вході в градирню $t_1, ^{\circ}\text{C}$;
- в) температура охолодженої води на виході з градирні $t_2, ^{\circ}\text{C}$;
- г) параметри зовнішнього повітря: температура $t_{\text{зов}}, ^{\circ}\text{C}$; відносна вологість $\varphi, \%$.

При розрахунках приймають до уваги наступні умови: глибина охолодження води $t_2 - \tau$ повинна бути не більше 5°C , тут позначено τ – температура повітря за вологим термометром; перепад температур гарячої і охолодженої води $\Delta t_g = t_1 - t_2$ повинен бути не менше 5 і не більше 20°C ; оптимальні значення допустимого гідравлічного навантаження на зрошувач, який визначається розрахунком, повинні знаходитися в межах, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$: $8 \dots 12$ – для плівкового зрошувача; $6 \dots 8$ – для крапельного; $4 \dots 6$ для бризкального.

6.2. Визначення основних параметрів градирні

6.2.1. Вентиляторні градирні з плівковим зрошувачем

Площа поверхні охолодження (м^2) вентиляторної градирні з плівковим зрошувачем розраховуються за формулою [19, с. 139; 30, с. 108]:

$$F = \frac{V_k c_g \Delta t_g (1 + 0,8 \Sigma d)}{2,2 p_{\text{бар}} k \beta_p \Delta h_{\text{нов}}}, \quad (6.1)$$

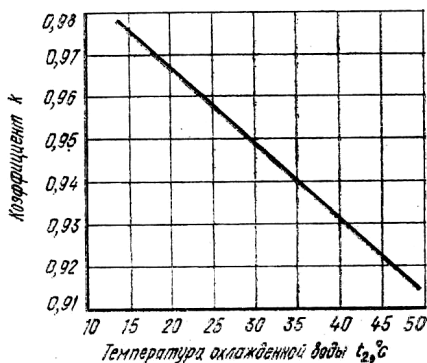


Рис. 6.1. Поправочний коефіцієнт для розрахунку площі вентиляторних градирень

несений до різниці парціальних тисків, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$, з наступним множенням на поправочні коефіцієнти, які знаходяться за графіками, що приведені на рис. 6.3; $\Delta h_{\text{нов}}$ – середня різниця ентальпії повітря, $\text{кДж}/\text{кг}$, яка визначається за формулами:

де V_k – витрата охолоджуючої води, $\text{кг}/\text{год}$; $V_k = G_g/3600$; c_g – теплоємність води, $c_g = 4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; Δt_g – перепад температур гарячої і охолодженої води, $\Delta t_g = t_1 - t_2$, $^\circ\text{C}$; d – вологовміст повітря, $\text{кг}/\text{кг}$; $p_{\text{бар}}$ – барометричний тиск повітря, $p_{\text{бар}} = 1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$; k – поправочний коефіцієнт, визначається за графіком рис. 6.1 в залежності від температури охолодженої води t_2 ; β_p – коефіцієнт випаровування (графік, рис. 6.2), від-

при $\Delta h_1/\Delta h_2 < 2$

$$\Delta h_{нов} = \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2}{2}; \quad (6.2)$$

при $\Delta h_1/\Delta h_2 > 2$

$$\Delta h_{нов} = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\ln \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}}, \quad (6.3)$$

де Δh_1 – різниця ентальпій повітря при виході зі зрошувача, кДж/кг;
 Δh_2 – різниця ентальпій повітря на вході в зрошувач, кДж/кг.

Відносна витрата повітря λ залежить від перепаду температур

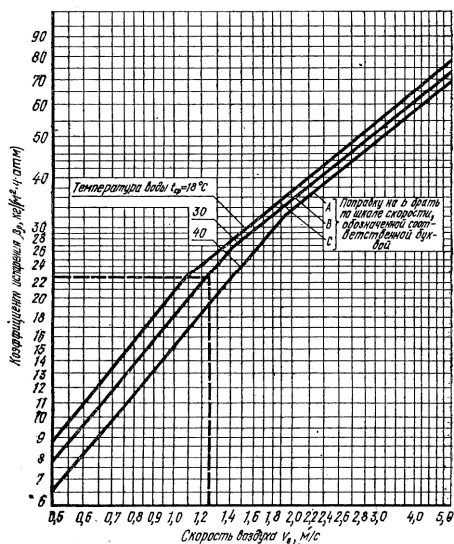


Рис. 6.2. Коефіцієнт випаровування, який віднесений до різниці парціальних тисків між теплою і охолодженою водою $\Delta t_{\text{в}}$, таблиця 6.1.

Таблиця 6.1

Відносна витрата повітря для градирні [19, с. 140]

$\Delta t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}$	3	5	10	15	20	25
$\lambda_{\text{п}}, \text{кг/кг}$	0,2...0,6	0,3...0,7	0,6...1,0	1,1...1,15	1,8...2,2	2,6...3

Розрахункові параметри атмосферного повітря визначаються за даними [28, с. 26].

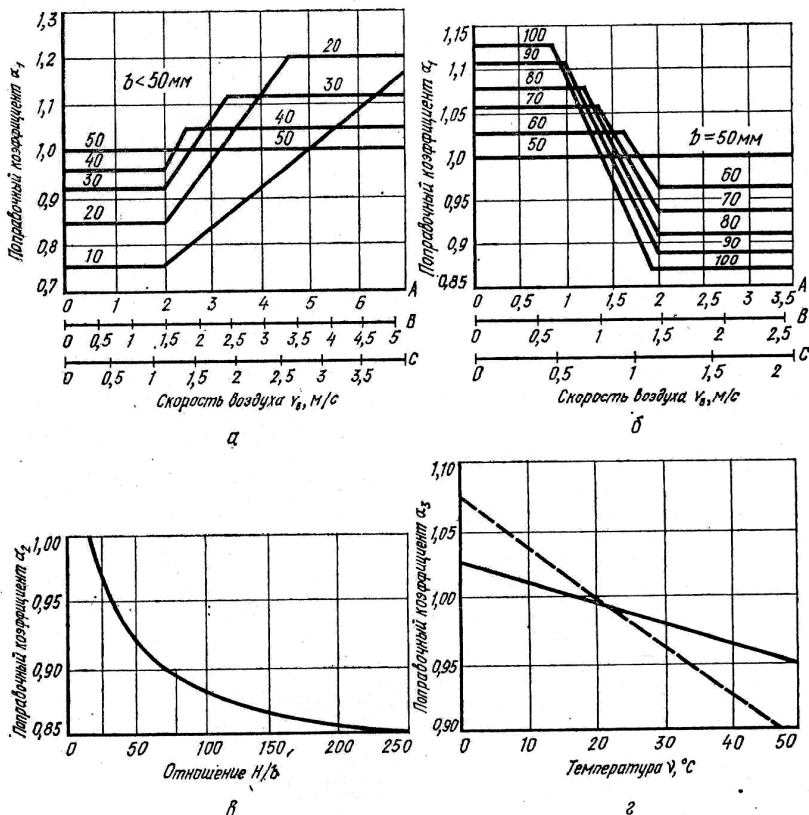


Рис. 6.3. Поправочні коефіцієнти α , які залежать від швидкості повітря (а, б), відношення висоти щита до відстані між щитами (в) і середньої температури повітря (г)

Для третьої категорії водоспоживання (III), якій відповідає тимчасове пониження економічності технологічного процесу виробництва в цілому і на окремих ділянках, має забезпеченість метеорологічних параметрів повітря за літній період 10%, табл. 6.2.

Питомі ентальпії повітря визначають, користуючись номограмою, рис. 6.4 або діаграмою **H-d** рис. У.1 додатка.

Виконують розрахунки в наступному порядку. Приймають плівкову вентиляторну градирню з дерев'яними щитами відповідно з обраним рисунком і параметрами згідно таблиць додатка Т.

Таблиця 6.2

Метеорологічні параметри повітря за літній період [28, с. 26]

Пункти спостереження	Забезпеченість параметрів атмосферного повітря, %								
	1			5			10		
	J_l	j_l	$t_{нов1}$	J_l	j_l	$t_{нов1}$	J_l	j_l	$t_{нов1}$
Луганськ	30,1	30	18,8	27	37	17,8	25,7	44	18
Харків	28,5	38	19,2	26,4	45	18,8	24,9	52	18,6

Примітка: В таблиці прийняті позначення: J_l – літні середньодобові температури атмосферного повітря за сухим термометром, °C; j_l – вологість повітря, %; $t_{нов1}=t_{306}$ – температура повітря на вході в градирню, °C.

Витрата охолоджуючої води, кг/с

Розрахунок виконують за формулою

$$G_6 = \frac{N}{c_6 \Delta t_6} = \frac{N}{c_6 (t_{62} - t_{62}^*)}, \quad (6.4)$$

де c_6 – теплоємність води, $c_6 = 4,187$ кДж/(кг·K).

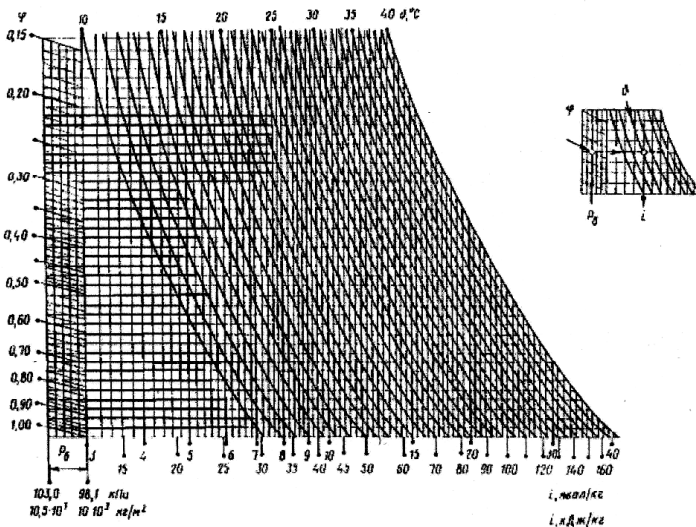


Рис. 6.4. Номограма для визначення величини питомих ентальпій повітря

Відносна витрата повітря, кг/с

$$G_{нов} = \lambda_n G_6, \quad (6.5)$$

де λ_n – коефіцієнт кратності між витратою повітря і води. Приймаємо $\lambda_n = 2,5 \dots 4$, згідно табл. 6.1.

Відносна швидкість руху повітря в зрошувальному пристрої

$$w_{зр} = w_{нов} + w_в; \quad (6.6)$$

де $w_{нов}$ – швидкість повітря в зрошувальному пристрої, м/с; $w_в$ – швидкість плівки води, м/с. Швидкість повітря в зрошувальному пристрої в вентиляторних градирнях в випадку протитечії 1,6...1,8 м/с і в випадку поперечної течії 2...2,5 м/с. Приймаємо в першому наближенні $w_{нов} = 2,5$ м/с.

Питоме гідравлічне навантаження на 1 погонний метр зрошувального щита, кг/(м·с), (лінійна щільність щита)

$$q_l = \frac{G_в H_{зр}}{F_{зр} \alpha_h}, \quad (6.7)$$

де $H_{зр}$ – висота зрошувача, м; α_h – коефіцієнт, який враховує конструктивні особливості зрошувального щита. Необхідно, щоб $q_l \geq 0,022$ м/(м·с). Приймаємо в першому наближенні $q_l = 0,04$ м/(м·с).

Середня температура води

$$t_в^{сеп} = (t_1 + t_2)/2. \quad (6.8)$$

Швидкість плівки води визначається залежністю $w_в = f(q_l, t_в^{сеп})$. Приймаємо $w_в = 0,2$ м/с, тоді $w_{зр} = w_{нов} + w_в = 2,5 + 0,2 = 2,7$ м/с.

Визначення ентальпії повітря на виході з градирні [30, с. 109]:

Приймаємо параметри зовнішнього повітря згідно таблиці 6.2 при 10% забезпеченні в літній період, тобто $t_{зов}$ при відносній вологості $\varphi_{зов} = j_1$. Згідно номограми рис. 6.4 при температурі $t_{зов}$, відносній вологості φ і атмосферному тиску $p_{бар} = 98,1$ кПа знаходимо ентальпію зовнішнього повітря h_1 в кДж/кг. Перевіряємо значення ентальпії h_1 , користуючись діаграмою **H-d** [15, с. 66] або рис. У.1 додатка.

Ентальпію повітря на виході з градирні знаходять за формулою

$$h_2 = h_1 + \frac{c_в \Delta t_в}{k \lambda_n}, \quad (6.9)$$

де k – поправочний коефіцієнт, який знаходять за графіком рис. 6.1 при температурі охолодженої води t_2 .

Ентальпію насиченого повітря $h_{нов}^{сеп}$ при температурі – $t_в^{сеп}$ і відносній вологості $\varphi = 100\%$ знаходять за діаграмою **H-d**.

Температуру повітря на виході з градирні $t_{нов2}$ знаходять за формулою

$$t_{нов2} = t_{зов} + (t_6^{сеп} - t_{зов}) \frac{h_2 - h_1}{h_{нов}^{сеп} - h_1}. \quad (6.10)$$

Середньологарифмічна різниця ентальпій повітря на поверхні води і на відстані від неї визначається за формулами [30, с.109]:

$$\text{при } \Delta h_1 / \Delta h_2 < 2 \quad \Delta h_{нов} = (\Delta h_1 + \Delta h_2) / 2; \quad (6.11)$$

$$\text{при } \Delta h_1 / \Delta h_2 > 2 \quad \Delta h_{нов} = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\ln \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}}; \quad (6.12)$$

де Δh_1 – різниця ентальпій повітря при вході його в градирню (на виході води зі зрошувача градирні), $\Delta h_1 = h_1' - h_2$; Δh_2 – те ж на виході повітря з градирні (на вході води в зрошувач), $\Delta h_2 = h_2' - h_1$; причому ентальпії повітря згідно діаграми **H-d**, рис. У.1 додатка₂ знаходять для відповідних умов $h_1' = f(t_1, \varphi = 100\%)$; $h_2' = f(t_2, \varphi = 100\%)$.

Суму вологовмістів повітря (кг/кг) знаходять при повному насиченні і при заданій відносній вологості повітря φ на вході і виході з градирні, користуючись діаграмою **H-d**, рис. У.1 додатка:

$$\Sigma d = d_1'' + d_2'' + d_1 + d_2, \quad (6.13)$$

де значення вологовмістів визначають з діаграми **H-d**, рис. У.1 додатка₂ при наступних умовах:

$d_1'' = f(t_1, \varphi = 100\%)$ – вологовміст насиченого повітря на стороні входу води;

$d_2'' = f(t_2, \varphi = 100\%)$ – вологовміст насиченого повітря на стороні виходу води;

$d_1 = f(t_{зов}, \varphi_{зов})$ – вологовміст зовнішнього повітря на вході в градирню;

$d_2 = f(t_{нов2}, h_2)$ – вологовміст повітря на виході з градирні.

Коефіцієнт масовіддачі

В першому наближенні за графіками рис. 6.2 знаходять коефіцієнт масовіддачі β' при швидкості повітря $w_{зр}$ і середній температурі води $t_6^{сеп}$.

Параметри зрошувача

Згідно рекомендацій додатка Т визначаємо тип і параметри зрошувача: b – відстань між щитами, мм; δ – товщина щита, мм; приймаємо відносну оптимальну висоту зрошувача $H_{зр}/b = 50$, тоді

$$H_{зр} = 50 \text{ б.}$$

Розрахунковий коефіцієнт масової віддачі (випаровування)

В другому наближенні знаходять коефіцієнт масової віддачі β_p з урахуванням поправочних коефіцієнтів за формулою

$$\beta_p = \beta'_1 \alpha_1 \alpha_3 \alpha_z, \quad (6.14)$$

де $\alpha_1, \alpha_3, \alpha_z$ – поправочні коефіцієнти які знаходять за графіками рис. 6.3 в залежності від швидкості повітря $w_{зр}$, відношення висоти щита до відстані між ними $H_{зр}/b$ і середньої температури повітря $t_{сер} = (t_1 + t_2)/2$.

Площа поверхні охолодження

Площу поверхні охолодження знаходять за формулою (6.1), прийнявши атмосферний (барометричний) тиск $p_{бар} = 10^5$ Па.

Площа поперечного перерізу зрошувача

Площу поперечного перерізу зрошувача визначають за формулою

$$F_{зр} = \frac{G_{нов}}{\rho_{нов} w_{зр}}, \quad (6.15)$$

де $\rho_{нов}$ – густина повітря, яка приймається згідно [15, табл. 2 додатка].

Активна площа зрошувача

Активну площу зрошувача знаходять за залежністю

$$F_a = \alpha_F \frac{b + \delta}{b} F_{зр}, \quad (6.16)$$

де α_F – конструктивний коефіцієнт, $\alpha_F = 1,1$.

Уточнення висоти зрошувача

Висоту зрошувача $H_{зр}$ уточнюють за формулою

$$H_{зр} = \frac{\alpha_h F b}{2 F_{зр}}, \quad (6.17)$$

де α_h – коефіцієнт врахування конструктивних особливостей щита, $\alpha_h = 1,2$.

Перевірка питомого гідралічного навантаження

Питоме гідралічне навантаження q_l знаходять за формулою (6.7). Необхідно, щоб виконувалася умова $q_l \geq 0,022 \text{ м/(м} \cdot \text{с)}$.

6.2.2. Вентиляторні градирні з крапельним та бризкальним зрошенням

Площа вентиляторної градирні (м^2) з крапельним та бризкальним зрошувачем [30, с. 102]

$$F_{zp} = \frac{W \Delta t_g \sqrt{\Delta t_g} \cdot 10^3}{K (v_g \rho_{пов})^{0,625} (t - \tau)^{1,95}}, \quad (6.18)$$

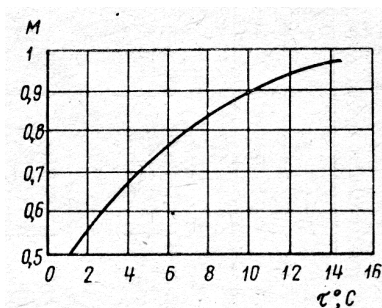


Рис. 6.5. Графік для визначення понижуючого коефіцієнта M стосовно коефіцієнта K

де W – кількість охолоджуваної води, $\text{м}^3/\text{год}$; $\Delta t_g = (t_2 - t_1)$ – перепад температур (t_1 – температура відпрацьованої гарячої води, t_2 – температура води, яка охолоджена на градирні в $^{\circ}\text{C}$); K – коефіцієнт, який враховує взаємозалежність температури і напору води перед розприскуючим соплом, табл. 6.3; при $\tau < 15^{\circ}\text{C}$ до коефіцієнта K вводиться понижуючий коефіцієнт M , який визначається за графіком, рис. 6.5; v_g – швид-

кість руху повітря в зрошувачі градирні в м/с – приймається в залежності від типу зрошувача згідно табл. 6.4; $\rho_{пов}$ – густина повітря в залежності від його температури за сухим термометром t і відносної вологості φ %, яка визначається за графіком, рис. 6.6; τ – температура за вологим термометром визначається згідно психрометричної діаграми, рис. 6.7.

Таблиця 6.4

Швидкість руху повітря в зрошувачі градирні

Тип зрошувача градирні	Швидкість повітря v_g , м/с
плівковий	3,1...3,65
крапельний	1,65...2,25
бризкальний	2,1...2,6

Розрахункові температури повітря за сухим термометром $\vartheta = J_l$ і відносна вологість цього повітря $\varphi = j_l$ в % для окремих районів країни визначаються за даними гідрометеослужби, табл. 6.2.

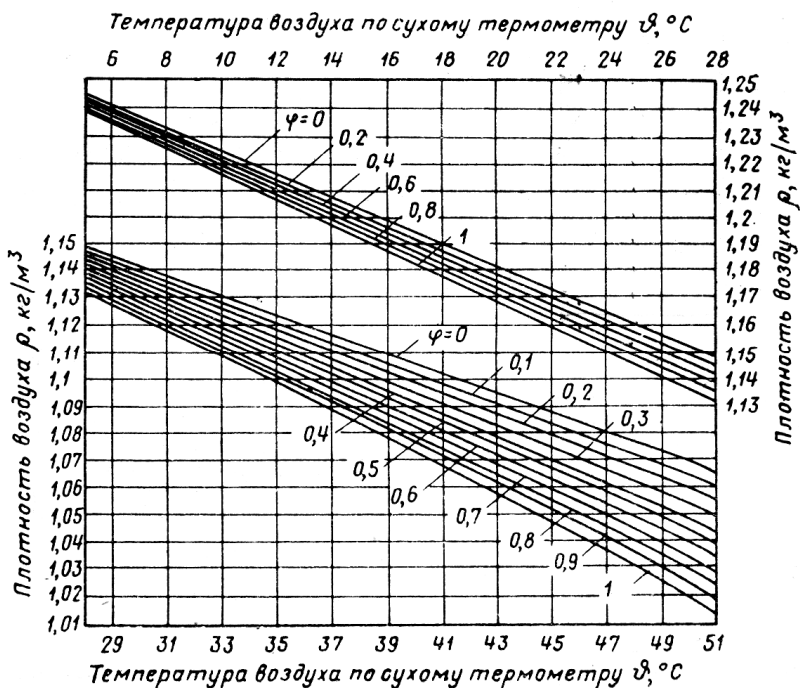


Рис. 6.6. Графік для визначення густини вологого повітря

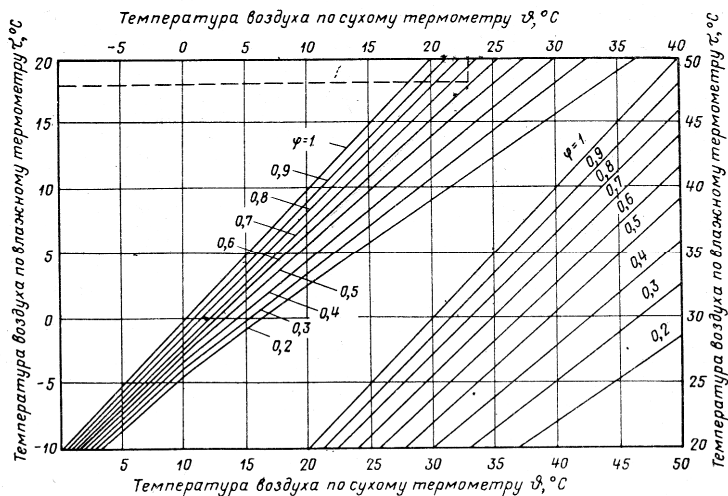


Рис. 6.7. Психрометрична діаграма для визначення температури повітря за вологим термометром

Таблиця 6.3

Значення коефіцієнта K для вентиляторної градирні з крапельним и бризкальним зрошувачами

Напір води пе- ред соп- лом, м	Температура повітря по вологому термометру, τ в $^{\circ}\text{C}$							
	15	16	17	18	19	20	21	22
$\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$								
4,5	442/395	461/408	485/422	506/436	528/450	549/466	570/505	592/505
3,5	420/380	441/392	461/406	481/419	502/433	522/422	543/439	563/486
2	388/358	407/358	426/381	445/493	464/407	483/422	502/439	521/458
$\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$								
4,5	404/367	423/378	442/386	461/398	480/410	499/425	518/441	537/458
3,5	384/347	403/358	421/379	438/379	457/371	475/410	493/425	511/442
2	355/325	372/355	389/347	504/358	422/371	439/386	450/399	473/418
$\Delta t = 15^{\circ}\text{C}$								
4,5	363/324	380/335	397/346	414/357	432/370	450/384	457/398	484/417
3,5	344/311	361/321	377/332	394/343	411/355	428/369	448/383	461/402
2	316/291	322/301	348/311	364/322	379/333	395/346	410/360	420/379
$\Delta t = 20^{\circ}\text{C}$								
4,5	317/283	334/293	351/305	368/317	386/330	404/343	421/359	438/376
3,5	298/258	315/275	331/287	348/299	365/312	382/327	398/341	415/356
2	270/245	286/256	302/268	318/280	333/293	349/307	364/324	380/338

Примітка. В чисельнику приведені значення K для крапельного зрошувача, в знаменнику – для бризкального.

Витрата повітря при доборі вентилятора визначається за формулою

$$Q = v_6 F_{зр} 3600, \quad (6.19)$$

а питома витрата повітря – за формулою в кг повітря/кг води

$$\lambda = \frac{Q \rho_{пов}}{W \cdot \rho}. \quad (6.20)$$

Густина дощу на зрошувачі (гідравлічне навантаження) визначається з рівняння в м³/год на 1 м².

$$q = W/F_{зр}. \quad (6.21)$$

Перевіряють допустимість такого навантаження, щоб виконувалася умова $q > 0,002$ м³/год на 1 м².

6.3. Добір вентилятора градирні

6.3.1. Аеродинамічний опір градирні

$$\Delta p_{зр} = \Sigma \zeta \frac{\rho_{пов} W_{пов}^2}{2}, \quad (6.22)$$

де $\Sigma \zeta$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів повітряному потокові в градирні. В першому наближенні приймається $\Sigma \zeta = 50$.

6.3.2. Продуктивність вентилятора:

секундна, м³/с

$$V_{вент\ c} = \frac{G_в \lambda}{\rho_{пов}}. \quad (6.23)$$

годинна, м³/год

$$V_{вент\ год} = V_{вент\ c} \cdot 3600. \quad (6.24)$$

6.3.4. Потужність вентилятора, кВт

$$N_{вен} = \frac{\Delta p_{зр} V_{вент\ c}}{1000 \eta}, \quad (6.25)$$

η – коефіцієнт корисної дії вентилятора, приймають в першому наближенні $\eta = 0,6$.

6.3.5. Вибір типу і марки вентилятора, [17, с. 9, табл. 1]

В залежності від потрібних подачі вентилятора і тиску, користуючись даними таблиці Ф.1 визначаємо марку вентилятора і його параметри. Перевіряють придатність вентилятора згідно його характеристики (рис. Ф.1-Ф.7). Приводять габаритну схему і розміри прийнятого вентилятора. Прийняти необхідний тип градирні.

ТЕМА 7. ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ КОРПУСУ АМІАЧНОГО КОНДЕНСАТОРА

7.1. Розрахунок корпусу циліндричних теплообмінних апаратів

Розрахунок виконується згідно рекомендацій [5, с. 235-267] при тиску в конденсаторі p , бар або МПа.

Для довгої циліндричної обичайки, яка жорстко з'єднана з недеформованою кришкою і навантажена внутрішнім надлишковим рівномірним тиском p , сумарні питомі навантаження визначаються залежностями:

$$S = pR/2; \quad (7.1)$$

$$T = \mu pR/2; \quad (7.2)$$

$$M = (2 - \mu)p/(4k^2); \quad (7.3)$$

$$K = \mu p(2 - \mu)/(4k^2); \quad (7.4)$$

$$N = -p(2 - \mu)/(2k); \quad (7.5)$$

де μ – коефіцієнт Пуасона (для сталей $\mu = 0,3$); k – коефіцієнт згасання напружень, який визначається для циліндричних обичайок з розрахунковою товщиною стінки S_R і середнім радіусом R за формулою

$$k = \sqrt[4]{3(1 - \mu)} / \sqrt{RS_R}; \quad (7.6)$$

Під дією перерахованих сил і моментів в стикі обичайки виникають меридіанальні σ_m , кільцеві σ_k і дотичні τ напруження, які визначаються за формулами:

$$\sigma_m = \frac{S}{S_R} \pm \frac{6M}{S_R^2}; \quad (7.7)$$

$$\sigma_k = \frac{T}{S_R} \pm \frac{6K}{S_R^2}; \quad (7.8)$$

$$\tau = \frac{N}{S_R}; \quad (7.9)$$

Знак «плюс» відноситься до внутрішньої, а знак «мінус» до зовнішньої поверхні обичайки.

Еквівалентне напруження згідно енергетичної теорії міцності для плоского напруженого стану знаходять за допомогою вразу

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_k^2 + \sigma_m \sigma_k}; \quad (7.10)$$

Для виконання умови міцності σ_e не повинні перевищувати допустимого напруження для зварного шва, тобто

$$\sigma_e \leq [\sigma]. \quad (7.11)$$

Допустимі напруження для різних марок сталей наведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1

Допустимі напруження для деяких марок сталей, МПа

[5, табл. 8.3, с. 241]

Марка сталі	Розрахункова температура стінки, °C				
	20	100	150	200	250
ВСт3	140	134	131	126	120
20 і 20К	147	142	139	136	132
09Г2С, 16ГС, 17ГС, 17ГІС, 10Г2С1	183	160	154	148	145
10Г2	180	160	154	148	145
08Х18Н10Т; 08Х18Н12Т	140	130	120	115	110
08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т, 12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т	160	152	146	140	136

Якщо вважати корпус конденсатора тонкостінним ($S_R/D < 0,1$), то необхідна товщина стінки в першому наближенні

$$S_R = \frac{P_R D}{2[\sigma] \phi_p - P_R}, \quad (7.12)$$

де ϕ_p – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва. Згідно [5, табл. 8.4, с. 246] для зварних стиків, що виконуються вручну з одного боку з контролем шва на 10...50% довжини, $\phi_p = 0,65$.

Виконавча товщина стінки обичайки визначається з урахуванням конструктивної прибавки c :

$$S = S_R + c; \quad (7.13)$$

причому

$$c = c_1 + c_2 + c_3. \quad (7.14)$$

Прибавка c_1 призначена для компенсації корозії, $c_1 = 1...3$ мм. Прибавка c_2 призначена для компенсації від'ємних допусків на товщину металу. Прибавка c_3 передбачає компенсацію потоншення стінки елемента при технологічних операціях: витягування, штамповці, вигинанні і ін. Приймаємо $c_2 = 0,5$ мм; $c_3 = 0,5$ мм.

ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА

0.1Пр. Методичні вказівки

Практична частина тематично повторює теоретичну частину. Для того щоб відрізнити їх в тексті практичної частини для позначення розділів, формул, таблиць і рисунків застосовано знак °.

Для зменшення об'єму посібника всі вправи виконані за єдиним завданням. Чисельні значення параметрів в завданні вибираються в залежності від шифру – трьохзначної цифри, яка задається викладачем. Завдання включає табличний матеріал – таблиці 0.1Пр і графічний матеріал – поздовжній профіль трубопроводів трьох насосних станцій системи оборотного водопостачання, рис. 0.1Пр.

ЗАВДАННЯ

на виконання практичних робіт
з дисципліни «Системи виробництва і розподілу енергоносіїв»
Студенту.....спеціальності «Теплоенергетика»,
4 курсу, групи ТЕ-41. **ШИФР...973...**

Склад завдання:

1. Визначити водоспоживання ділянки за трьома категоріями споживачів;
2. Термодинамічні процеси і обладнання холодильної установки;
3. Прийнявши в якості охолоджувача вентиляторну градирню, оцінити величину підживлення системи свіжою водою з водоймища;
4. Визначити діаметри трубопровідної мережі оборотного водопостачання на окремих ділянках;
5. Визначити гідравлічні опори на окремих ділянках;
6. Вибрати тип і кількість насосів станції водопостачання;
7. Виконати розрахунок вентиляторної градирні;
8. Визначити товщину стінки корпусу аміачного конденсатора при тиску p_k .

Вихідні дані:

Джерело водопостачання – відкрита водойма.

Назва параметра	Остання цифра шифру									
	0	1	2	(3)	4	5	6	7	8	9
Тиск аміаку, в конденсаторі p_k , МПа	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4	1,45
Температура води t_v , °С	18	18,5	19	19,5	20	20,5	21	21,5	22	22,5
Вміст солей у воді (мг/кг): вода джерела $N_{г.}$	700	720	740	760	780	800	820	840	860	880
оборотна вода $N_{об.}$	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1900	1950	2000
Технологічні споживачі води: Конденсатор холодильної машини з тепловим навантаженням, Q_k , кВт; переходник аміаку $Q_{ло.}$, кВт	700	670	650	600	575	550	500	465	400	350
Температура кипіння аміаку t_m , °С	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10
Температура переохолодження аміаку t_m , °С	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Відмітка площини порівняння висот, 10-0	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380
Тип зрошувача градирні	Плівковий	Крапельний	Бризкальний	Комбінований	Плівковий	Крапельний	Бризкальний	Комбінований	Плівковий	Крапельний

продовження табл. 0.1Пр

Назва параметра	Третя з кінця цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	(9)
Кількість працівників на ділянці, $N_{\text{раб}}$	160	165	170	172	175	178	180	183	190	195
Коефіцієнт добової нерівномірності $K_{\text{доб}}$	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	2,5	2,6
Коеф. годинної нерівномірності $K_{\text{год}}$	1,2	1,3	1,2	1,3	1,2	1,3	1,2	1,3	1,2	1,3
Тривалість зміни τ , год	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Кількість душевих сіток $N_{\text{дс}}$	30	32	35	37	40	42	45	47	50	55
Територія поливів F_n	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
Кількість поливів N_n	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3
Тривалість поливу τ_n , год	1,5	2	2,5	1,5	2	2,5	1,5	2	2,5	1,5
Об'єм виробничих приміщень $V_{\text{пр}}$, тис.м	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
Кількість страв у їдальні $N_{\text{їд}}$	4	5	6	4	5	6	4	5	6	4

Ступінь вогнестійкості будівель **V**, категорія виробництва за пожежною безпекою **B**.

Параметри схеми оборотного водопостачання

Висоти розташування елементів системи і довжини (м) для варіанта з $N_3 = 0$, де N_3 – друга з кінця цифра шифру

Висоти:

h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7	h_8	h_9	h_{12}	$h_{\text{рез}}$	h_k	$h_{\text{по}}$	$h_{\text{рез5}}$
5	7	10	7	6	7	8	9	11	5	2	5	3	1
12	14	17	14	13	14	15	16	18	12	9	12	10	8

Довжини:

l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9	l_{10}	l_{11}
15	40	27	10	8	14	7	22	8	17	25
29	54	41	24	22	28	21	36	22	31	39

Для інших варіантів висоти і довжини визначаються за наступними залежностями:

$$h = h_{\text{табл}} + N_3;$$

$$l = l_{\text{табл}} + 2 \cdot N_3.$$

Вибір типу конденсатора здійснюється за останньою цифрою шифру $N_{\text{ш}}$:

якщо $N_{\text{ш}}$ – непарна – приймається горизонтальний кожухотрубний конденсатор;

якщо $N_{\text{ш}}$ – парна або ноль – приймається вертикальний кожухотрубний конденсатор.

Вибір схеми аміачної холодильної установки здійснюється за останньою цифрою шифру $N_{\text{ш}}$:

якщо $N_{\text{ш}}$ – непарна – приймається схема з проміжним теплоносієм;

якщо $N_{\text{ш}}$ – парна або ноль – приймається схема з безпосереднім випаровуванням.

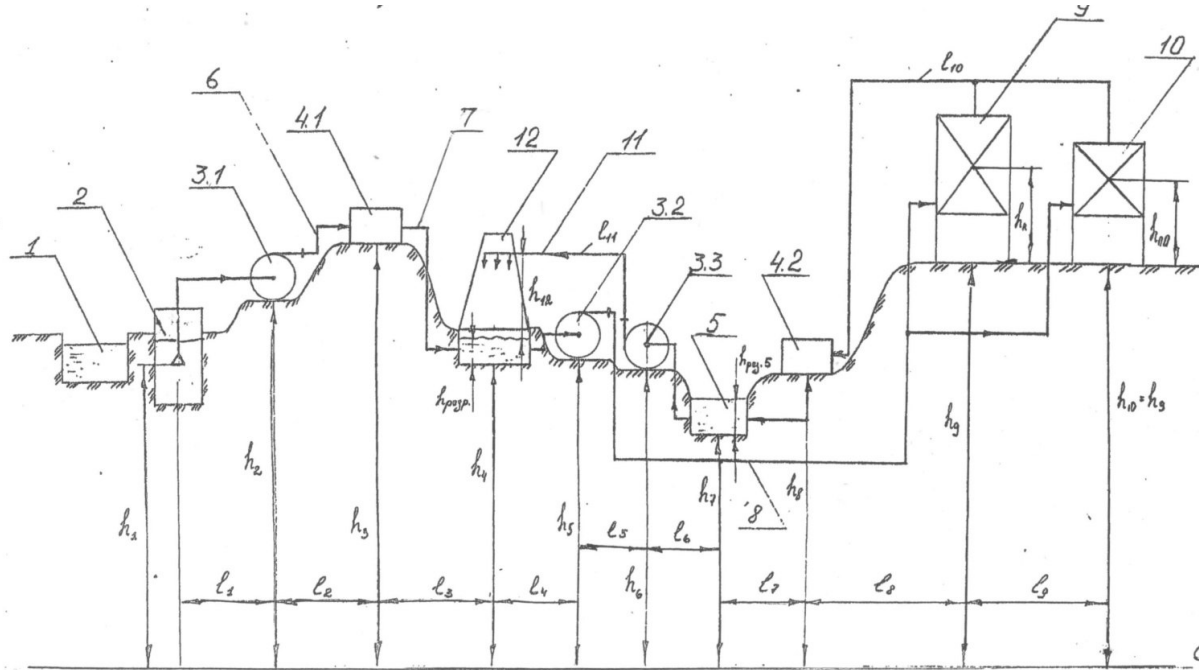


Рис. 0.1Пр. Схема оборотного водопостачання промислового підприємства:

1 – джерело водозабору; 2 – береговий водоприймач; 3.1 – насосна станція 1-го водопідйому (НС-1); 3.2 – насосна станція 2-го водопідйому (НС-2); 3.3 – насосна станція для подачі оборотної води; (НС-3); 4.1 – верхній резервуар; 4.2 – збірний резервуар оборотної води; 5 – водоприймач оборотної води; 6 – напірний трубопровід НС-1; 7 – самопливний трубопровід; 8 – напірний трубопровід НС-2; 9 – конденсатор; 10 – переохолоджувач; 11 – напірний трубопровід НС-3; 12 – вентиляторна градирня

1Пр. ВОДОСПОЖИВАННЯ ДІЛЯНКИ ЗА ТРЬОМА КАТЕГОРІЯМИ СПОЖИВАЧІВ

1.1Пр. Витрати води на виробничо-технічні потреби

1.1.1Пр. Конденсатори

Розрахунок конденсатора зводиться до визначення величини теплообмінної поверхні, витрати води на охолодження конденсатора і до визначення основних конструктивних розмірів.

1) Теплообмінна поверхня конденсатора (m^2) визначається за формулою (1.1)

$$F = \frac{Q_k}{k \cdot \Delta t_m},$$

Теплове навантаження холодильної машини згідно завдання табл. 1°.1 становить $Q_k = 600$ кВт; коефіцієнт теплопередачі для горизонтального кожухотрубного конденсатора згідно табл. 1.1 приймаємо $k = 800$ Вт/($m^2 \cdot K$).

Середній температурний напір для кожухотрубного конденсатора визначається за формулою (1.2)

$$\Delta t_k = \frac{t_k - t_e' - (t_k - t_e'')}{\ln \frac{t_k - t_e'}{t_k - t_e''}}.$$

Температура води на вході в конденсатор $t_e' = 19,5^\circ C$. Приймаємо $\Delta t = 5^\circ C$. тоді температура води на вході в конденсатор $t_e'' = t_e' + \Delta t = 19,5 + 5 = 24,5^\circ C$.

У відповідності до завдання тиск в конденсаторі $p_k = 1,15$ МПа,. Згідно таблиці А.1 додатка А температура конденсації аміаку $t_k = t_n = 28^\circ C$, тоді

$$\Delta t_k = \frac{28 - 19,5 - (28 - 24,5)}{\ln \frac{28 - 19,5}{28 - 24,5}} = 5,6^\circ C.$$

$$F = \frac{600 \cdot 10^3}{800 \cdot 5,6} = 134 m^2.$$

Згідно табл. Б.2 додатка Б при площі теплообмінної поверхні конденсатора $F = 134 m^2$, приймаємо горизонтальний кожухотрубний конденсатор марки КТГ-140 з найближчою площею $140 m^2$. Габаритні

розміри : діаметр $D = 1000$ мм, довжина $L = 4750$ мм, ширина $B = 1330$ мм; висота $H = 1670$ мм, число труб $n_{тр} = 614$ шт, довжина труб $l = 4000$ мм, число ходів $z = 8$ шт, маса апарата 5330 кг, робоча маса 7530 кг, діаметр штуцера на вході аміаку $d_{ui} = 100$ мм.

Схема конденсатора наведена на рис. 1.1Пр.

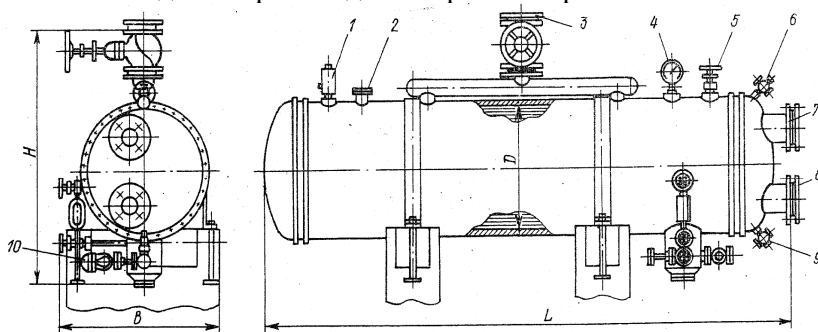


Рис. 1.1Пр. Горизонтальний аміачний кожухотрубний конденсатор: 1 – клапан запобіжний; 2 – зрівнювальна лінія; 3, 10 – вхід і вихід аміаку; 4 – манометр; 5, 6 – випуск повітря; 7, 8 – вихід і вхід води; 9 – злив води

Принци роботи конденсатора зводиться до наступного.

Гаряча пара холодильного агенту з компресора через патрубок 3 поступає в верхню частину обичайки конденсатора і заповнює між трубний простір. Пара при цьому конденсується на зовнішніх поверхнях труб, які розвальцьовані в трубних дошках. Рідкий холодильний агент поступає в регулюючу станцію або ресивер. Вода проходить всередині труб конденсатора. Конденсатор з двох боків закритий кришками. До правої кришки приварені вхідний 8 і вихідний 7 патрубки. В кришках встановлюють перегородки, які створюють необхідну кількість (звичайно парну) ходів води.

Трубний пучок в аміачних конденсаторах набирається зі сталевих труб $d = 25 \times 2,5$ мм. Труби в пучку розміщують за вершинами рівностороннього трикутника з кроком по горизонталі 34 мм.

Щільність теплового потоку в аміачних кожухотрубних конденсаторах становить $4 \dots 5$ кВт/м², швидкість води – $0,8 \dots 1,5$ м/с.

Масову витрату води $G_в$ для охолодження конденсатора (кг/с) визначають з рівняння теплового балансу, вважаючи, що вся теплота від конденсатора відводиться водою, формула (1.3)

$$Q_k = G_в c_в (t_в'' - t_в'),$$

де Q_k – теплове навантаження конденсатора, кВт; c_6 – теплоємність води, $c_6 = 4,187$ кДж/(кг·К), а саме

$$G_6 = \frac{Q_k [c_6(t_6'' - t_6')]}{600} = 28,7 \text{ кг/с.}$$

Об'ємна витрата води в конденсаторі (м³/год) визначається за залежністю

$$V_k = G_6 \frac{3600}{1000}.$$

$$V_k = 28,7 \frac{3600}{1000} = 103,3 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1.1.2Пр. Переохолодники

Переохолодники застосовують для додатково охолодження холодильного агенту перед надходженням його у випарну систему. Вони виконуються у вигляді протитечісного апарату з подвійних труб. Охолоджуюча вода проходить внутрішніми трубами. Встановлюється переохолодник між конденсатором і регулюючим пристроєм. При середній різниці температур аміаку і охолоджуючої води біля 4°С коефіцієнт теплопередачі становить $k_{no} = 700$ Вт/(м²·К). Приймаємо $\Delta t_6 = 3,5^\circ \text{C}$.

Масова витрата води в переохолоднику з рівняння теплового балансу (кг/с) за формулою (1.5)

$$G_{no} = \frac{Q_{no}}{c_6 \Delta t_6},$$

Згідно завдання теплове навантаження переохолодника $Q_{no} = 25$ кВт, тоді

$$G_{no} = \frac{25}{4,187 \cdot 3,5} = 1,71 \text{ кг/с.}$$

Об'ємна секундна витрата (м³/с) $V_{no \text{ c}} = G_{no} / 1000 = 0,00171$ м³/с.

Годинна витрата переохолодника (м³/год)

$$V_{no \text{ г}} = 3600 \cdot G_{no} / 1000.$$

$$V_{no \text{ г}} = 3600 \cdot 1,71 / 1000 = 6,156 \text{ м}^3/\text{год}$$

Площа теплообмінної поверхні переохолодника (м²) за формулою (1.6)

$$F_{no} = \frac{1000 Q_{no}}{k_{no} \Delta t_m}$$

$$F_{no} = \frac{25 \cdot 10^3}{700 \cdot 5,6} = 5,1 \text{ м}^2.$$

Згідно таблиці В.1 додатка В вибираємо переохолодник двотрубний «труба в трубі» з такими технічними параметрами: площа $5,85 \text{ м}^2$, кількість секцій 1, труб в одній секції 12, діаметр аміачних патрубків на вході 32 мм, на виході 32 мм, діаметр водяних патрубків 32 мм. Розміри переохолодника: довжина $l = 5200 \text{ мм}$, ширина $b = 300 \text{ мм}$, висота $h = 1910 \text{ мм}$, маса 550 кг.

Схема охолодника наведена на рис. 1°С

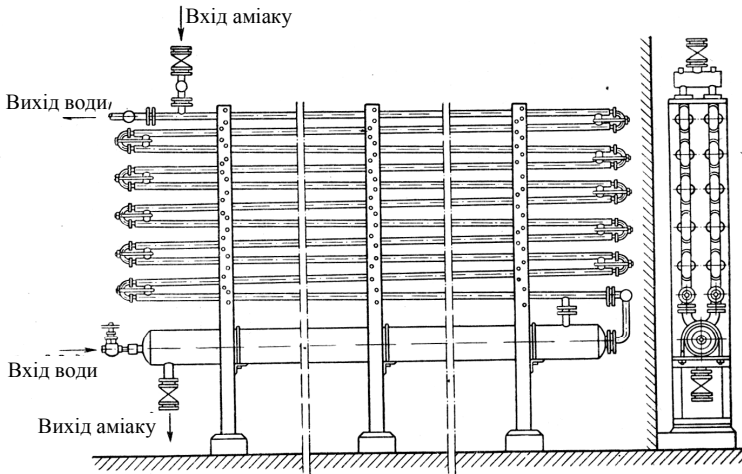


Рис. 1.2Пр. Протитечійний переохолоджувач з подвійних труб

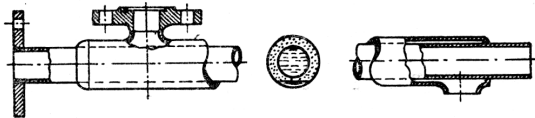


Рис. 1.3Пр. Верхня подвійна труба протитечійного переохолодника

1.1.3Пр. Сумарне виробничо-технічне водопостачання

Витрата води на охолодження конденсатора і переохолодник, які з'єднані (по воді) паралельно, становить

$$Q_{вт}' = V_{\kappa} + V_{no}.$$

$$Q_{вт}' = 103,3 + 6,156 = 109,332 \text{ м}^3/\text{год.}$$

З урахуванням коефіцієнта годинної нерівномірності

$$Q_{вт} = k_{год} Q_{вт}'.$$

$$Q_{вт} = 1,3 \cdot 109,332 = 142,13 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1.2Пр. Господарсько-побутове водоспоживання

Витрата води на господарсько-побутові потреби визначається за залежністю (1.9)

$$Q_{сп} = Q_{ум} + Q_o + Q_{пол} + Q_{ид}.$$

1.2.1Пр. Витрата води на умивальники (м³/год) знаходять за формулою (1.10)

$$Q_{ум} = \frac{K_{доб}^x K_{год}^x q_x (N - N_e) + K_{доб}^e K_{год}^e q_e N_e}{\tau_{зм}} \cdot 10^{-3}.$$

Згідно завдання при відсутності гарячого виробництва: $K_{доб}^x = 2,6$ – коефіцієнт добової нерівномірності холодного виробництва; $K_{год}^x = 1,3$ – коефіцієнт годинної нерівномірності холодного виробництва; q_x – питома витрати води на одну людину, яка зайнята в холодному виробництві; $N = 195$ – загальна кількість робітників; N_e – кількість робітників, працюючих в гарячому виробництві, приймаємо $N_e = 0$, $\tau_{зм} = 8$ год – тривалість робочої зміни.

Згідно [4, табл. 3] для водоспоживання з водорозбірними колонками $q_x = 30 \dots 50$ л/добу. Приймаємо $q_x = 40$ л/добу, тоді

$$Q_{ум} = \frac{2,6 \cdot 1,3 \cdot 40 \cdot 195}{8} \cdot 10^{-3} = 3,29 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1.2.2Пр. Витрата води на душеві (м³/год) за формулою (1.11)

$$Q_o = \frac{q_o N_{дс}}{\tau_o} \cdot 10^{-3}.$$

де q_o – питома витрата води на одну душеву сітку; τ_o – час прийняття душу одним працівником, $N_{дс}$ – кількість душових сіток, згідно завдання, $N_{дс} = 55$ шт. Приймаємо $q_o = 500$ л/добу; $\tau_o = 0,75$ год.

$$Q_{ум} = \frac{500 \cdot 55}{0,75} \cdot 10^{-3} = 36,66 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1.2.3Пр. Витрата води на полив території (м³/год) за формулою (1.12)

$$Q_{пол} = \sum \frac{N_{пол.i} F_{пол.i} \cdot 10^4 \cdot q_{пол.i}}{\tau_{пол.i}} \cdot 10^{-3}.$$

Згідно завдання $F_{пол.i} = 38$ га – площа поливу, га; $N_{пол.i} = 3$ – кількість поливів; $\tau_{пол.i} = 1,5$ годин – тривалість поливу; $q_{пол.i}$ – питома витрата води на один квадратний метр території поливу. Згідно [4, табл. 6] при механізованому поливі $q_{пол.i} = 0,3 \dots 0,4$ л/м², приймаємо $q_{пол.i} = 0,3$ л/м²;

$$Q_{пол} = \frac{3 \cdot 38 \cdot 10^4 \cdot 0,3}{1,5} 10^{-3} = 228 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1.2.4Пр. Витрата води на приготування страв у їдальні (м³/год) за формулою (1.13)

$$Q_{і\partial} = \frac{q_{і\partial} N_{і\partial}}{\tau_{зм}} K_{зод}' N_{роб} \cdot 10^{-3}.$$

де $q_{і\partial}$ – питома витрата води на одну страву, л; Згідно завдання $N_{і\partial} = 4$ – кількість страв за зміну; $\tau_{зм} = 8$ годин – тривалість зміни; $K_{зод}'$ – коефіцієнт годинної нерівномірності для їдальні, $K_{зод}' = 3$. Згідно [4] приймаємо $q_{і\partial} = 12$ л.

$$Q_{і\partial} = \frac{12 \cdot 4}{8} \cdot 1,3 \cdot 195 \cdot 10^{-3} = 1,52 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1° 2.5. Витрата води на господарсько-побутові потреби

Загальна витрата води на господарсько-побутові потреби визначається за формулою (1.9).

$$Q_{ен} = Q_{ум} + Q_{\partial} + Q_{пол} + Q_{і\partial},$$

$$Q_{ен} = 3,29 + 36,66 + 228 + 1,52 = 269,47 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1.3Пр. Витрата води на гасіння пожеж

Згідно [4] при території підприємства $F_n < 150$ га очікується поява однієї пожежі і двох займань. При ширині будівлі до 60 м, вогнестійкості будівель **V**, категорії виробництва за пожежною безпекою **B** і об'ємі виробничих приміщень $V_{np} \leq 20$ тис. м³ питома витрата води на одну пожежу згідно табл. 11 приймається $q = 25$ л/с і при $V_{np} > 20$ тис. м³ відповідно $q = 40$ л/с.

Витрата води на одну пожежу

$$Q_{табл} = q \cdot 3600/1000 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Згідно завдання $V_{np} = 36$ тис. м³, тоді приймаємо $q = 40$ л/с і

$$Q_{табл} = 40 \cdot 3600/1000 = 144 \text{ м}^3/\text{год}$$

Питома витрата води на одне займання $q_з = 11$ м³/год.

Витрата води на гасіння займань $Q_3 = 2q_3 = 2 \cdot 11 = 22 \text{ м}^3/\text{год.}$

Загальна витрата води на гасіння пожеж

$$Q_{\text{пож}} = Q_{\text{табл}} + Q_3 \\ Q_{\text{пож}} = 144 + 22 = 166 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1.4Пр. Загальне водоспоживання за трьома категоріями споживачів (м³/год)

$$Q_{\text{заг}} = Q_{\text{вт}} + Q_{\text{гп}} + Q_{\text{пож}} \\ Q_{\text{заг}} = 142,13 + 269,47 + 166 = 577,6 \text{ м}^3/\text{год.}$$

2Пр. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ І ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

**2.1Пр. Визначення параметрів холодильної установки
за допомогою діаграми lg P – h**

Для розрахунку циклу холодильної машини необхідні знання параметрів холодильного агента, до яких відносяться не тільки прості параметри, а саме, тиск p , температура T , питомий об'єм v , але і складні ентальпія h і ентропія s [3].

Найбільш зручною для практичних розрахунків є діаграма lg P –h, в якій віссю абсцис є ентальпія, а віссю ординат тиск (для зручності зображення тиск відкладається в логарифмічній шкалі). На рис 2.1Пр. зображений цикл холодильної машини. В цій діаграмі підведене і відведене тепло, а також робота циклу виражаються відрізками.

Кількість тепла, яку холодильна машина віднімає від охолоджуваного середовища на протязі години, називається холодопродуктивністю цієї машини і позначається Q_o , кДж/год.

Для виконання термодинамічних розрахунків необхідно з'ясувати вихідні параметри.

Згідно завдання температура кипіння аміаку $t_l = t_4 = t_o = -16^\circ \text{C}$, температура переохолодження $t_n = 24^\circ \text{C}$, тиск аміаку в конденсаторі $p_k = 1,15 \text{ МПа}$, тоді температура конденсації $t_k = 28^\circ \text{C}$ згідно табл. А.1 додатка А.

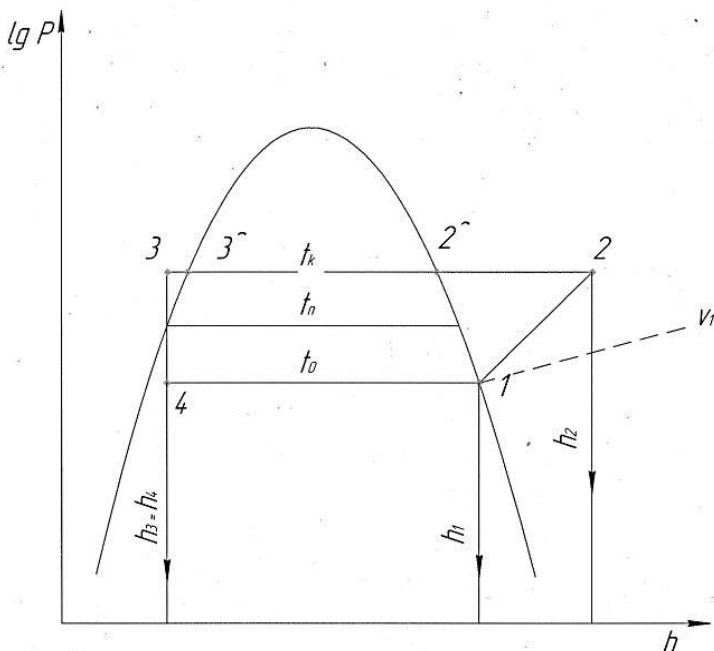


Рис. 2.1Пр. Цикл холодильної машини в діаграмі $\lg P - h$: процес 1-2 – стисання в компресорі; процес 2-3 – відвід тепла в конденсаторі, причому 2-2' – теплота перегріву, 2'-3' – теплота конденсації, 3'-3 – теплота переохолодження рідини; процес 3-4 – дроселювання; процес 4-1 – кипіння в випарнику

У відповідності з зазначеними параметрами і робочими точками діаграми графічно знімаємо значення ентальпій h_1 , h_2 , $h_3 = h_4$ і значення питомого об'єму v_1 , рис. 2.2Пр.
 $h_1 = 1640$ кДж/кг; $h_2 = 1760$ кДж/кг, $h_3 = h_4 = 500$ кДж/кг, $v_1 = 0,55$ м³/кг.

Виконують розрахунки параметрів холодильної машини в наступній послідовності:

1. Питома холодопродуктивність, кДж/кг

$$q_o = h_1 - h_4 = 1640 - 500 = 1140 \text{ кДж/кг.}$$

2. Кількість теплоти, яку віднято від холодильного агента в конденсаторі Q_k , визначається залежністю $Q_k = G (h_2 - h_3)$, звідки годинна кількість циркулюючого агента, кг/год.

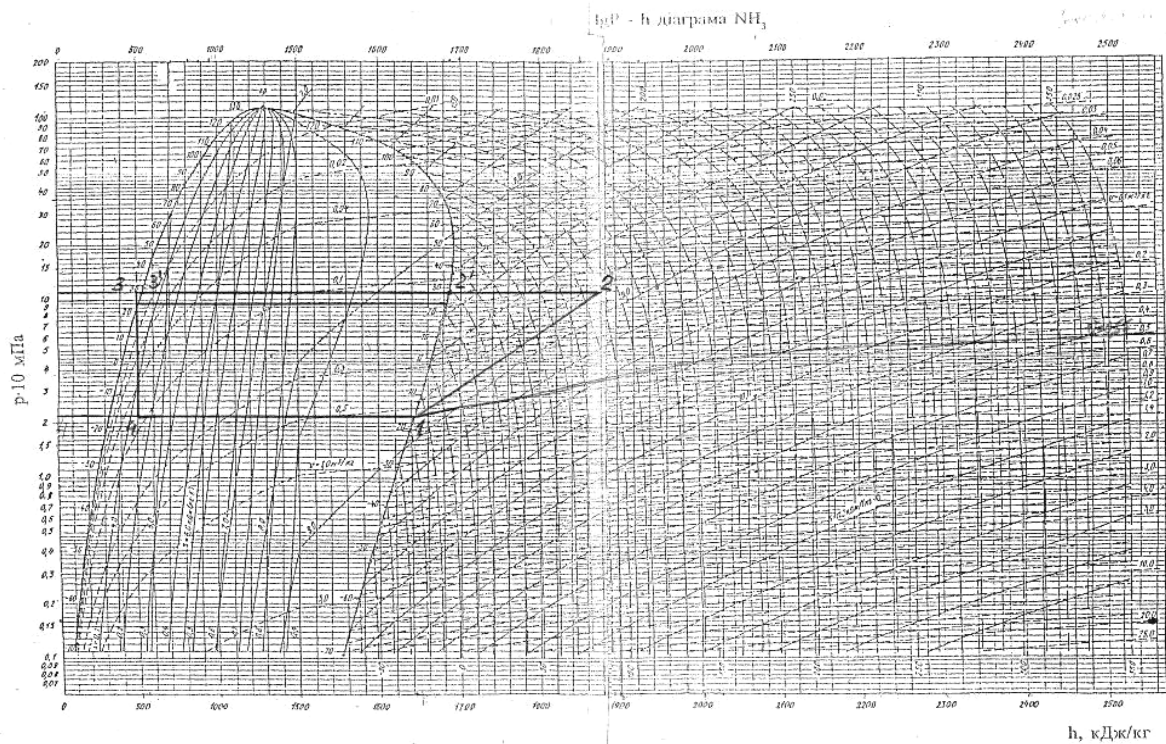


Рис. 2.2Пр. Цикл холодильної машини в діаграмі lg P - h

$$G = \frac{3600 Q_{\kappa}}{(h_2 - h_3)} = \frac{3600 \cdot 700}{(1760 - 500)} = 2000 \text{ кг/год} = 0,555 \text{ кг/с.}$$

3. Холодопродуктивність холодильної машини, кДж/год

$$Q_o = q_o G = 1140 \cdot 2000 = 2280000 \text{ кДж/год}$$

4. Об'єм циркулюючого холодильного агента, м³/год (в стані пари при температурі $t_l = t_o = -16^\circ \text{C}$)

$$V = G v_l = 2000 \cdot 0,55 = 1100 \text{ м}^3/\text{год.}$$

де v_l – питомий об'єм, м³/кг, який визначається з діаграми lgr-h в точці 1, або з таблиці А 1, додатка А при $v_l = v''$ і $t_l = t_o$, $v_l = 0,55 \text{ м}^3/\text{кг}$.

5. Теоретична робота компресора, кДж/год

$$L_{\kappa} = G (h_2 - h_1) = 2000(1760 - 1640) = 240000 \text{ кДж/год.}$$

6. Теоретична потужність компресора, кВт

$$N_{\kappa} = L_{\kappa} / 3600 = 240000 / 3600 = 66,7 \text{ кВт.}$$

7. Холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = Q_o / L_{\kappa} \\ \varepsilon = 2280000 / 240000 = 9,5.$$

2.2Пр. Схема холодильної установки

В якості холодоносія для передачі холоду, який вироблений холодильною машиною, звичайно слугує вода або водні розчини солей (розсоли). Такі системи називаються системами з проміжним теплоносієм, тобто з вторинним контуром, рис. 2.2Пр.

Циркуляційний насос призначений для циркуляції холодоносія у вторинному контурі. Найбільше розповсюдження в якості холодоносіїв отримали розчини хлористого натрію (NaCl), хлористого кальцію (CaCl₂) і хлористого магнію (MgCl₂). Приймаємо холодоносієм у вигляді розчину хлористого натрію (NaCl).

2.3Пр. Визначення параметрів випарника (схема рис. 2.3Пр)

Розрахунок параметрів випарника включає визначення теплообмінної поверхні і кількості циркулюючого розсолу.

2.3.1Пр. Теплообмінна поверхня випарника

Площа (м²) цієї поверхні знаходиться за формулою (2.8)

$$F_{\text{вин}} = \frac{Q_o \cdot 10^3}{3600 k (t_{p2} - t_o)}$$

Різниця температур $\Delta t = t_{p2} - t_o$ приймається рівною $2...5^\circ \text{C}$, отже $t_{p2} = t_o + \Delta t = -16 + 4 = -12^\circ \text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі k приймають згідно табл. Д.2 додатка Д, $k = 400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

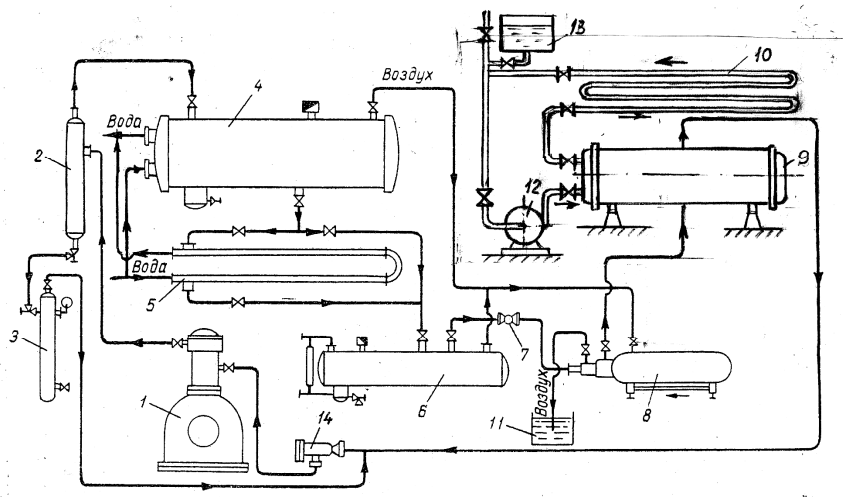


Рис. 2.3Пр. Схема аміачної холодильної установки з проміжним теплоносієм: 1 – компресор; 2 – масловідділювач; 3 – маслозбірник; 4 – конденсатор; 5 – переохолодник; 6 – ресивер; 7 – регулюючий вентиль (дросель); 8 – повітровідділювач; 9 – випарник кожухотрубного типу; 10 – розсолні охолоджуючі радіатори; 11 – бак з водою; 12 – циркуляційний насос; 13 – розширювальний бак з розсолом; 14 – брудозбірник

$$F_{\text{вип}} = \frac{2280000 \cdot 10^3}{3600 \cdot 400 \cdot (-12 - (-16))} = 395 \text{ м}^2.$$

За визначеною площею теплообміну добираємо марку випарника з табл. Д.1 додатка Д. Приймаємо кожухотрубний випарник марки ИТГ-400. Схема випарника наведена на рис. 2.4Пр.

Технічні параметри випарника ИТГ-400:

площа зовнішньої теплообмінної поверхні 380 м^2 ; діаметр кожуха $D \times \delta = 1200 \times 10 \text{ мм}$; довжина $L = 6890 \text{ мм}$; ширина $B = 1590 \text{ мм}$; висота $H = 2490 \text{ мм}$; число ходів $z = 4$; число труб $z_{\text{мп}} = 810 \text{ шт}$; довжина труб $l_{\text{мп}} = 6000 \text{ мм}$; діаметри приєднувальних штуцерів: холодоносія $d_{\text{хн}} = 250 \text{ мм}$; холодильного агенту $d_{\text{ex}} = 400 \text{ мм}$; $d_{\text{вих}} = 200 \text{ мм}$.

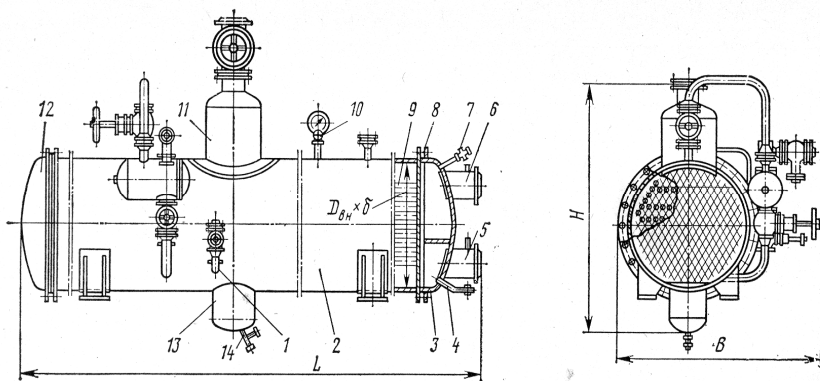


Рис. 2.4Пр. Амiачний кожухотрубний затоплений випарник:

1 – патрубок для входу рiдкого амiаку; 2 – корпус; 3, 12 – кришки; 4 – скидання розсолу; 5, 6 – штуцера для входу i виходу розсолу; 7 – вентиль для випуску повітря; 8 – трубна дошка (решітка); 9 – труби; 10 – манометр; 11 – сухопарник; 13 – масловiдстигник; 14 – кран для випуску масла

Затоплені кожухотрубні випарники тепер є найбільш поширеним типом. В цих апаратах холодоагент кипить на зовнішній стороні труб (гладких або оребрених), холодоносії проходить всередині труб.

В амiачних кожухотрубному випарнику ИТГ-400 [3, с. 29] використовують безшовні гладкі сталеві труби діаметром 38 x 3 мм (для апаратів з площею теплообмінної поверхні від 400 м²). Пучок труб шаховий ромбiчний з кутом ромбу 60°. Перемички між трубами становлять 9 мм.

Визначаємо об'єм циркулюючого розсолу, м³/год, за формулою (2.9)

$$V_p = \frac{Q_o}{c_p (t_{p1} - t_{p2}) \gamma_p \cdot 10^3}$$

Приймаємо температуру замерзання розсолу t_3 на 5° С нижче температури кипіння холодильного агента $t_0 = -16^\circ \text{C}$, тоді $t_3 = -16 - 5 = -21^\circ \text{C}$. З табл. X.3 додатка X відповідно зі значенням температури t_3 теплоємність $c_p = 3,308 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ і питому вагу розсолу $\gamma_p = 1,175 \text{ кг/л}$, при цьому концентрація розсолу становить 23,1%. де γ_p – питома вага розсолу, кг/л; c_p – теплоємність розсолу, кДж/(кг·К).

Рiзниця температур ($t_{p1} - t_{p2}$) становить звичайно 2...3° С, тоді

$$t_{p1} = t_{p2} + 2 = -12 + 2 = -10^\circ \text{C}.$$

$$V_p = \frac{2280000}{3,308 \cdot (-10 - (-12)) \cdot 1,175 \cdot 10^3} = 293 \text{ м}^3/\text{год} = 0,081 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2.4Пр. Визначення параметрів охолоджуючих радіаторів (батарей)

Теплообмінна поверхня радіаторів визначається за формулою (2.10)

$$F = \frac{Q_o \cdot 10^3}{3600k\theta_m},$$

де F – зовнішня поверхня труб і ребер, м^2 ; θ_m – температурний напір, різниця між температурою повітря в холодильній камері і середньою температурою кипіння холодильного агента або холодоносія, $^{\circ}\text{C}$. Ця різниця приймається в межах від 5 до 15°C . Приймаємо температуру повітря в холодильній камері $t_{\text{нов}} = -2^{\circ}\text{C}$, тоді температурний напір $\theta_m = t_{\text{нов}} - t_{p2} = -2 - (-12) = 10^{\circ}\text{C}$. Згідно табл. Д.2 додатка Д для пристінних сталевих радіаторів з навитими ребрами коефіцієнт теплопередачі $k = 6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

$$F = \frac{228000 \cdot 10^3}{3600 \cdot 6 \cdot 10} = 10555 \text{ м}^3.$$

Приймаємо стандартні сталеві радіаторні секції двох колекторні типу С2К табл. Д2 додатка Д з такими технічними характеристиками: довжина $l = 4.25 \text{ м}$, висота $H = 0,96 \text{ м}$, площа $\Sigma f = 39,1 \text{ м}^2$.

Кількість секцій радіаторів

$$n = F/\Sigma f = 10555/39,1 = 269 \text{ шт.}$$

Приймаємо 4-х рядні секції на 4 стінки по 2 яруси, тоді необхідна кількість відсіків – холодильних камер

$$n_{\text{відс}} = 269/32 = 8 \text{ шт.}$$

2.5Пр. Добір циркуляційного насоса

Подача насосами розсолу V_p визначена попередньо, $V_p = 293 \text{ м}^3/\text{год} = 0,081 \text{ м}^3/\text{с}$.

Приймаємо орієнтовно напір насоса $H = 50 \text{ м}$. Добираємо в якості циркуляційних герметичні електронасоси типу ЗХГ-6(К,Е)-14-2 (ЦНГ-69) [7, с. 124...128] (або додаток Е).

Схема насоса наведена на рис. 2^о.5.

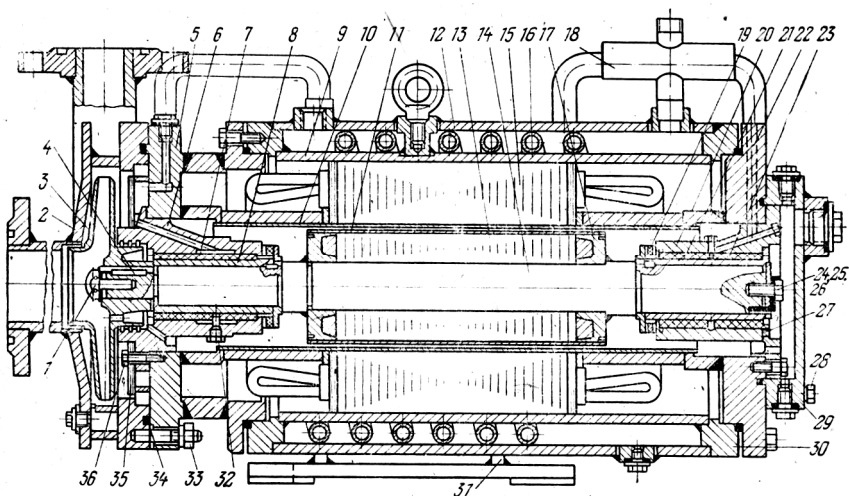


Рис. 2.5Пр. Електронасос типу ХГ:

1 – гвинт; 2 – корпус насоса; 3 – робоче колесо; 4 – шпонка; 5 – щит; 6 – корпус підшипника; 7 – вкладиш; 8 – втулка; 9 – станина; 10, 11 – гільзи; 12 – змійовик; 13 – ротор; 14 – вал ротора; 15 – статор; 16 – обичайка; 17 – кільце натискне; 18 – кришка коробки виводів; 19 – п'ята; 20 – корпус підшипника; 21 – втулка; 22 – щит; 23 – вкладиш; 24 – шайба; 25 – гвинт; 26 – шайба; 27 – гайка; 28 – болт; 29 – кришка; 30 – кільце; 31 – лапа; 32 – стопорний гвинт; 33 – гайка; 34 – прокладка; 35 – фільтр; 36 – болт

Номінальні параметри насоса: подача $Q_{ном} = 0,0125 \text{ м}^3/\text{с}$ і напір $H_{ном} = 54 \text{ м}$ з частотою обертання $n = 2900 \text{ об/хв.}$, номінальна потужність $N_{ном} = 14 \text{ кВт}$, допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{доп} = 5,0 \text{ м}$; температура перекачуваної рідини від -40 до 100° С ; габарити довжина 865 мм ; ширина 340 мм ; висота 420 мм ; маса 300 кг .

Кількість робочих циркуляційних насосів визначають за залежністю $Z_{ци} = V_p / Q_{ном.} = 0,081 / 0,0125 = 6 \text{ шт.}$

Для забезпечення надійності подачі розсолу приймаємо додатково один резервний насос.

2.6. Визначення параметрів і марки компресора

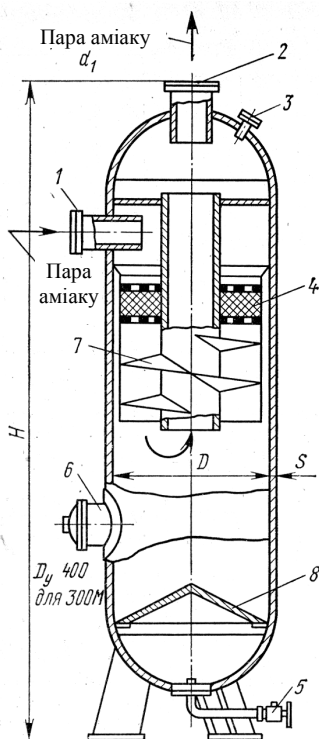
Компресор – одна з головних частин холодильної машини. Він слугує для відсмоктування парів холодильного агенту з випарника, стискування їх і нагнітання в конденсатор [2, с. 50]. За визначеною холодопродуктивністю установки $Q_o = 2280000 \text{ кДж/год}$ добираємо два аміачні поршневі компресори марки 2АВ-27 при $t_0 = -16^\circ \text{ С}$ з сумар-

Technical drawing of a mechanical device, likely a pump or valve, showing a cross-section. The drawing includes various dimensions and numbered callouts (1-9). Key dimensions include 175, 117, 110, 265, 65, 6370, and 940. Callouts 1-9 identify specific components like valves, springs, and seals.

1 – картер; 2 – циліндри; 3 – поршні; 4 – шатуни; 5 – колінчастий вал; 6 – всмоктувальні клапани; 7 – нагнітальні клапани; 8 – сальник; 9 – масляний насос

2.7Пр. Допоміжні апарати і трубопровідна арматура холодильної установки

При перегріві холодильного агента в компресорі частина масла перетворюється в пароподібний стан. Тому при роботі холодильної установки виникає винесення масла з компресора разом з парою холодильного агента. Масло, потрапляючи в конденсатор і випарник, осідає на їх стінках, погіршуючи теплопередачу [2, с. 222].



В інерційних масловідділювачах типу М, рис. 2.7Пр, відділення масляних крапель в циклоні під дією відцентрових сил поєднується з відділенням масла при різкій зміні напрямку руху потоку.

Пара з компресора поступає патрубком 1, проходить через металеву сітчасту насадку 4, яка сприяє укрупненню крапель масла, і потрапляє в циклонний пристрій 7, де потік отримує обертальний рух. В циклоні під дією відцентрової сили краплі масла відкидаються до внутрішньої поверхні корпусу масловідділювача і осідають на ній, утворюючи повільно стікаючу плівку.

Далі потік пари змінює напрям і виходить з масловідділювача через верхній патрубок 2. Перегородка 8 попереджує винесення масла, яке скупчилося в нижній частині масловідділювача, потоком пари.

Для відділення пари масла від пари холодильного агента і затримання крапель масла застосовують масловідділювачі. Масловідділювач встановлюють на трубопроводі між компресором і конденсатором. Масловловлювачі підбирають за діаметром приєднувальних штуцерів для парів холодильного агента (вказані в технічних параметрах конденсатора). Для горизонтального кожухотрубного конденсатора КГТ 140 діаметр штуцера $d_{ш} = 100$ мм; маса 224 кг;

Приймаємо аміачний інерційний масловідділювач типу М [3, с.79-81] або таблиці додатка К, а саме марки 100М, який має розміри: діаметр $D \times S = 408 \times 9$ мм; висота $H = 1800$ мм; діаметр штуцера $d_1 = 100$ мм; ємність $0,174 \text{ м}^3$.

Схема масловідділювача наведена на рис. 2.7Пр.

Рис. 2.7Пр. Аміачний інерційний масловідділювач типу М:

- 1 – патрубок для вводу парів аміаку;
- 2 – патрубок для виходу парів аміаку;
- 3 – патрубок для запобіжного клапана;
- 4 – рукав сітчастий з дроту діаметром 0,3 мм;
- 5 – вентиль для спуску масла;
- 6 – люк ($D=400$ мм);
- 7 – циклон;
- 8 – перегородка з отвором

2.7.2Пр. Маслозбірники

Маслозбірники слугують для зливу масла з апаратів холодильної установки і наступного видалення його з системи [3. с. 82]. Приймаємо аміачний маслозбірник типу СМ, а саме при теплопродуктивності $Q_k = 600 \geq 550$ кВт марки 300СМ; додаток К. Розміри маслозбірника: діаметр $D \times s = 325 \times 9$ мм; висота $H = 1270$ мм; ширина $B = 765$ мм; діаметр вентиля $d_g = 10$ мм; ємність $0,057$ м³; маса 92 кг.

Схема маслозбірника наведена на рис. 2.8Пр.

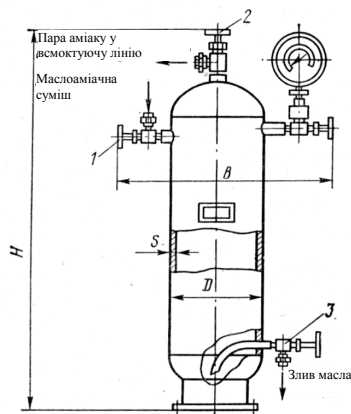


Рис. 2.8Пр. Аміачний маслозбірник:

- 1 – вентиль для входу маслоаміачної суміші; 2 – вентиль для відсмоктування парів аміаку; 3 – вентиль для випуску масла

2.7.3Пр. Ресивер

В холодильних установках ресивери слугують ємністю для рідкого холодильного агента і для забезпечення рівномірної роботи холодильної машини. Він розвантажує конденсатор від рідкого холодильного агента і створює рівномірний потік агента до регулюючої станції.

Без ресивера можна обійтися тільки в тому випадку, коли поверхня конденсатора більше, ніж це потрібно за розрахунком. В протилежному випадку сконденсований холодильний агент займе частину труб конденсатора і зменшить його охолоджуючу поверхню.

Ємність ресивера приймають звичайно рівною від $1/3$ до $1/2$ годинної кількості циркулюючого холодильного агента. Ресивер заповнюється рідиною на 80% свого об'єму.

Об'єм аміаку в ресивері, м³, за формулою (2.12)

$$W_{ам} = (1/2 \dots 1/3) G v_3,$$

де G – годинна кількість циркулюючого холодильного агента, $G = 2000$ кг/год; $v_3 = v'$ – питомий об'єм аміаку, м³/кг, визначаємо з таблиці А.1 додатка при температурі конденсації аміаку $t_k = 28^\circ \text{C}$, тоді $v_3 = 0,001666$ м³/кг.

$$W_{ам} = 0,5 \cdot 2000 \cdot 0,001666 = 1,666 \text{ м}^3.$$

Повний об'єм ресивера

$$W_{рес} = 1,2 W_{ам} = 1,2 \cdot 1,666 = 2,0 \text{ м}^3.$$

Марку горизонтального аміачного ресивера добираємо згідно таблиці Л.1 додатка Л. Приймаємо марку ресивера 2,5 РД. Розміри: $D \times S = 800 \times 8$ мм; висота $L = 5610$ мм; діаметр б/в штуцерів $d_1 = 50$ мм; $d_2 = 25$ мм; ємність $2,497 \text{ м}^3$ маса 990 кг.

Схеми ресивера наведена на рис. 2° 9.

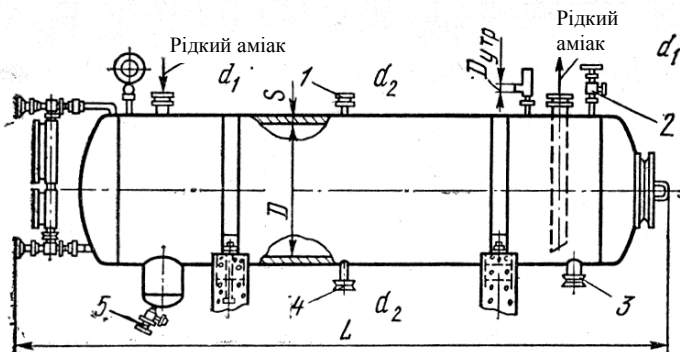


Рис. 2.9Пр. Аміачний горизонтальний ресивер типу РД:

1 – патрубок для зрівнювальної лінії за паром; 2 – вентиль для випуску повітря ($D_y = 6$ мм); 3 – патрубок для рідини для циркуляційного насоса ($D_y = 80$ мм); 4 – патрубок для рідини до приладу; 5 – вентиль для випускання масла ($D_y = 10$ мм)

2.7.4Пр. Повітровідділювач

Повітря і несконденсовані гази, які проникають в систему, погіршують коефіцієнт теплопередачі конденсатора, що викликає підвищення тиску і температури конденсації. Із-за цього зростає витрата електроенергії на роботу компресора і зменшується його холодопродуктивність.

Приймаємо повітровідділювач системи інж Кобулашвілі додаток М. Схема повітровідділювача показана на рис. 2.10Пр.

Цей повітровідділювач складається з чотирьох труб, які розміщені одна в одній. Холодильний агент від регулюючого вентиля проходить по внутрішній трубі, звідки зогнутим коліном переходить в міжтрубний простір і виходить через патрубок 3 в випарну систему [2, с. 233].

Суміш холодильного агента і повітря з конденсатора через вентиль 4 проходить в зовнішньому міжтрубному просторі 5, в якому відбувається її охолодження і часткова конденсація холодильного агента, якій стікає в нижню частину до вентиля 6.

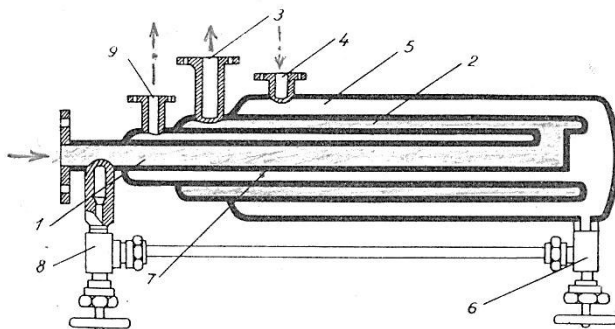


Рис. 2.10Пр. Повітровідділювач системи інж. Кобулашвілі:

1 – внутрішня труба; 2 – внутрішній міжтрубний простір; 3 – вихід рідкого аміаку; 4 – вхід суміші повітря і аміаку з конденсатора; 5 – зовнішній міжтрубний простір; 6 і 8 – вентилі; 9 – випуск повітря

Охолоджена суміш холодильного агента і повітря поступає у внутрішній міжтрубний простір 7. Цей простір має невеликі розміри і охолоджується з обох боків холодильним агентом. Суміш охолоджується майже до температури рідкого аміаку. При цьому відбувається конденсація холодильного агента і виділення повітря і несконденсованих газів. Отриманий в міжтрубному просторі 7 рідкий агент стікає до вентиля 6. При відкриванні вентилів 6 і 8 зібраний рідкий агент перетікає у внутрішню трубу і звідти – в випарну систему. Повітря і несконденсовані гази, які очищені від холодильного агента, випускаються через вентиль 9 у скляну посудину, яка наповнена водою. Втрати холодильного агента в повітровідділювачі незначні.

Повітровідділювач встановлюється на рідинному трубопроводі між регулюючим вентилем і випарною системою.

2.7.5Пр. Брудозбірник

Брудозбірник застосовують для захисту циліндрів і клапанів компресора від потрапляння в них окалини, іржі і інших твердих частинок, які спроможні створити risks, задири і інші пошкодження на дзеркалі циліндрів, засмітити і пошкодити клапани. Розміщують брудозбірники на всмоктувальному трубопроводі в безпосередній близькості від компресора [2, с. 230]. З метою зменшення втрат холоду брудозбірники покривають шаром ізоляції.

Об'єм циркулюючого холодильного агента $V = 1100 \text{ м}^3/\text{год} = 0,306 \text{ м}^3/\text{с}$. Приймаємо швидкість пари холодильного агента $w = 10 \text{ м/с}$, знаходимо діаметр трубопроводу за формулою (2.14)

$$d = \sqrt{\frac{4V}{3600\pi w}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,306}{3,14 \cdot 10}} = 0,197 \text{ м.}$$

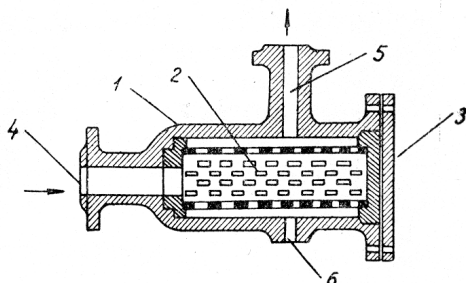


Рис. 2.11Пр. Брудозбірник:
1 – корпус; 2 – сітка; 3 – кришка; 4 – вхід аміаку;
5 – вихід аміаку; 6 – отвір для манометра

новлюється подвійна металева сітка або дві одинарні сітки. В цьому випадку перша сітка дрібна з дроту, а друга – крупніша з листової сталі [2, с. 230].

На корпусі є два патрубків для входу 4 і виходу 5 холодильного агента. Вони розташовані під кутом 90° . Пара холодильного агента, яка засмоктується компресором з випарної системи, проходить через сітку, після чого потрапляє в циліндр компресора. Усі механічні домішки затримуються сіткою, яку періодично чистять. З торцевої сторони брудозбірника є глухий фланець 3, який укріплений болтами. Для очищення знімають глухий фланець і виймають сітки. Трубопровід при цьому не розбирають. Перед розбиранням брудозбірника забезпечують відвід парів холодильного агенту.

Приймаємо $d = 0,2 \text{ м}$.

Приймаємо брудозбірник з таким діаметром умовного проходу з таблиць додатка Н, а саме брудозбірник сталевий зварний з діаметром з'єднаного патрубка 200 мм, довжиною 746 мм, висотою 498 мм і масою 139 кг. Схема брудозбірника наведена на рис. 2.11Пр.

Брудозбірник має металевий корпус 1, в який встановлюється

2.7.6Пр. Регулююча арматура

Регулююча арматура призначена для дроселювання холодильного агента від тиску конденсації до тиску кипіння. В схемах автоматизації холодильних установок автоматична регулююча арматура використовується в якості виконавчих пристроїв, які складаються з виконавчого

механізму і регулюючого органу, що змінює потік робочого середовища. До групи регулюючих клапанів, що працюють від стороннього джерела енергії, відносять регулюючі клапани з мембранним або електричним виконавчим механізмом.

Згідно діаграми $lgP - h$ в точці 3 (потік холодильного агента перед регулюючим клапаном) знаходять тиск $p_y = p_\kappa = p_3 = 1,15$ МПа і питомий об'єм за табл. А.1 додатка при цьому тиску $v_3 = v' = 0,00166$ м³/кг для конденсату аміаку. Тоді пропуск аміаку системою становить за формулою (2.15)

$$Q_{ам} = Gv_3 = 2000 \cdot 0,00166 = 3,32 \text{ м}^3/\text{год.}$$

де G – масова витрата холодильного агента.

За характеристикою двохсідлових регулюючих клапанів їх пропускна здатність відповідає залежності [8, с. 240], тобто формулі (2.16)

$$Q_{ам} = K_{Vmax} \sqrt{\Delta p v_3}$$

де Δp – розрахунковий перепад тисків на регулюючому клапані (дроселі), який дорівнює різниці тисків в точках 3 і 4, тобто

$$\Delta p = p_3 - p_4 = 11 - 2,2 = 8,8 \text{ МПа.}$$

З формули (2.16) визначаємо

$$K_{Vmax} = \frac{Q_{ам}}{\sqrt{\Delta p v_3}}.$$

$$K_{Vmax} = \frac{3,32}{\sqrt{8,8 \cdot 0,00166}} = 27,48.$$

Умовний діаметр проходу регулюючого клапана D_y визначається за потрібною величиною K_{Vy} , яка знаходиться з умови (2.18)

$$K_{Vy} = 1,2 K_{Vmax} = 1,2 \cdot 27,48 = 33.$$

Згідно таблиці П.1 визначаємо марку регулюючого клапана з найближчим більшим значенням K_{Vy} . Приймаємо пневматичний регулюючий клапан 25с2нж(НО) с діаметром патрубка 40 мм, довжиною 200 мм, висотою 870 мм, діаметром мембрани 320 мм, $K_{Vy} = 25$ м³/год, маса 42,5 кг. Схема регулятора аведена на рис. 2.12Пр.

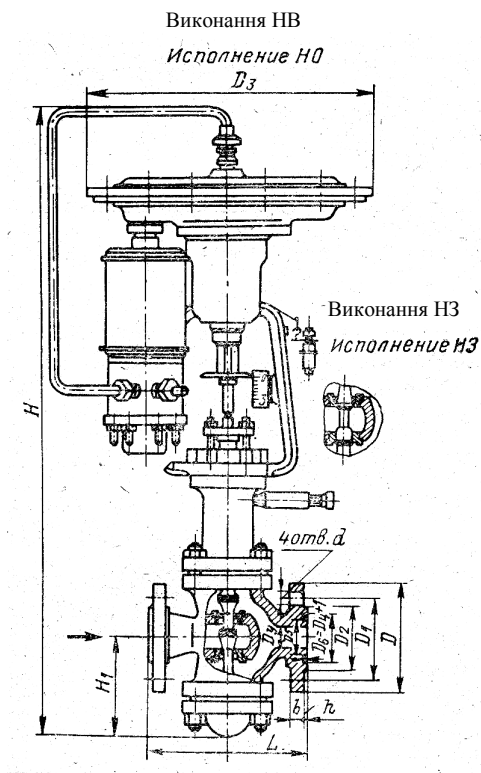


Рис. 2.12Пр. Регулюючий мембранний клапан

2.7.7Пр Запобіжний клапан

Запобіжна арматура призначена для автоматичного скидання пари холодильного агента з апаратів і трубопроводів при підвищенні в них тиску понад встановлене значення (запобіжні клапани), а захисна – для попередження зворотного потоку робочого середовища (зворотні клапани).

Площа прохідного перерізу F_c (в мм^2) в сідлі клапана визначають за формулою (2.22)

$$F_c = G / (1,59\alpha B \sqrt{(p_1 - p_2)\rho})$$

де G – розрахункова масова витрата холодильного агента, $G = 2000$ кг/год; α – коефіцієнт витрати холодно

го агента через запобіжний клапан ($\alpha = 0,6 \dots 0,65$), приймаємо $\alpha = 0,65$; B – коефіцієнт, який враховує стискання холодильного агента в газоподібному стані, p_1 і p_2 – надлишкові тиски відповідно перед клапаном (тиск спрацьовування клапана) і за ним, кгс/см^2 , причому тиск в конденсаторі $p_1 = p_k = 1,15 \text{ МПа} = 11,5 \text{ кгс/см}^2$, p_2 визначають при $t_0 = -16^\circ \text{C}$ згідно табл. Ф.1 додатка А або точка 4 діаграми рис. 2°2 становить $0,22 \text{ МПа} = 2,2 \text{ кгс/см}^2$; ρ – густина холодильного агента при тиску і температурі в ємності, яка захищається, кг/м^3 , згідно табл. А.1 додатка А при $p_k = 1,15 \text{ МПа}$ $v_k = v'' = 0,115 \text{ м}^3/\text{кг}$, тоді $\rho = 1/v'' = 1/0,115 = 8,69 \text{ кг/м}^3$. Коефіцієнт B визначається з таблиці Р.3 в залежності від показника адіабати k і відношення p_2/p_1 . При температурі аміаку $t_k = 28^\circ \text{C}$ згідно табл. Р.2 додатка Р приймаємо коефіці-

ент адіабати аміаку $k = 1.3$. При відношенні $p_2/p_1 = 0,22/1,15 = 0,191$ з таблиці Р.3 додатка Р знаходимо коефіцієнт $B = 0,525$. Тоді

$$F_c = \frac{2000}{1,59 \cdot 0,65 \cdot 0,525 \sqrt{(11,5 - 2,2) \cdot 8,69}} = 424,2 \text{ мм}^2.$$

Діаметр прохідного перерізу (в мм) в сідлі клапана визначаємо за формулою (2.20)

$$D_c = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi}}.$$

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 424,2}{3,14}} = 23,3 \text{ мм} \approx 25 \text{ мм}.$$

За знайденим значенням D_c , користуючись таблицею Р.1 визначаємо тип і параметри запобіжного клапана. В таблиці Р.1 найближче значення діаметра сідла клапана дорівнює $D_c = 25$ мм, тоді $D_y = 40$ мм; робочий тиск $p_p = 0,9 \dots 4$ МПа; температура робочого середовища $-20 \dots +100^\circ \text{C}$, температура оточуючого середовища $-40 \dots +65^\circ \text{C}$; вакуумна щільність по відношенню до оточуючого середовища $-0,0994$ МПа; надлишковий тиск на вході в клапан $0,05$ МПа; коефіцієнт пропускної здатності $K_{Vmax} = 16$; коефіцієнт витрати α не менше $0,65$.

Виконують перевірочний розрахунок. Цим розрахунком визначають пропускну здатність клапана $G_{кл}$ (т/год), тобто кількість холодильного агента, яку може скинути клапан при повному відкритті за формулою (2.21)

$$G_{кл} = K_{Vmax} B \sqrt{(p_1 - p_2) \rho},$$

де K_{Vmax} – коефіцієнт умовної пропускної здатності; ρ – густина холодильного агента, г/см^3 .

$G_{кл} = 10,2 \cdot 0,525 \sqrt{(11,5 - 2,2) \cdot 0,00869} = 2,39 \text{ т/год} = 2390 \text{ кг/год}$, що більше $G = 2000 \text{ кг/год}$.

Клапан забезпечує скидання заданої витрати G холодильного агента, якщо задовольняється умова $G_{кл} \geq G$.

Схема запобіжного клапана наведена на рис. 2.13Пр.

ЗПр. ОЦІНКА ВЕЛИЧИНИ ПІДЖИВЛЕННЯ СИСТЕМИ ОБОРОТНОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ СВІЖОЮ ВОДОЮ З ВОДОЙМИ

3.1Пр. Втрати, які існують в системі обо- ротного водопоста- чання

Втрати, які існують в системі оборотного водопостачання з вентиляторною градирнею:

а) втрати з виносом пари і крапель води з градирні ($\text{м}^3/\text{год}$) визначають за формулою (3.1)

$$P_1 = k_{\text{вин}} Q_{\text{BT}},$$

де $k_{\text{вин}}$ – коефіцієнт виносу,

$$k_{\text{вин}} = 0,002 \dots 0,005;$$

Q_{BT} – сумарне виробни-

чо-технічне водоспоживання, $Q_{\text{BT}} = 142,13 \text{ м}^3/\text{год}$. Приймаємо $k_{\text{вин}} = 0,003$; тоді

$$P_1 = 0,003 \cdot 142,13 = 0,426 \text{ м}^3/\text{год}.$$

б) втрати води P_2 з випаруванням в градирні ($\text{м}^3/\text{год}$)

$$P_2 = (0,001 + 0,00002 t_n) \Delta t_g Q_{\text{BT}},$$

де t_n – температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$; Δt_g – ширина зони охолодження води в градирні, $^{\circ}\text{C}$. Приймаємо $t_n = 22^{\circ}\text{C}$. Ширина зони охолодження води в градирні Δt_g дорівнює ширині зони нагрівання води в конденсаторі, тобто $\Delta t_g = t_g'' - t_g' = 24,5 - 19,5 = 5^{\circ}\text{C}$.

$$P_2 = (0,001 + 0,00002 \cdot 22) \cdot 5 \cdot 142,15 = 1,02 \text{ м}^3/\text{год}.$$

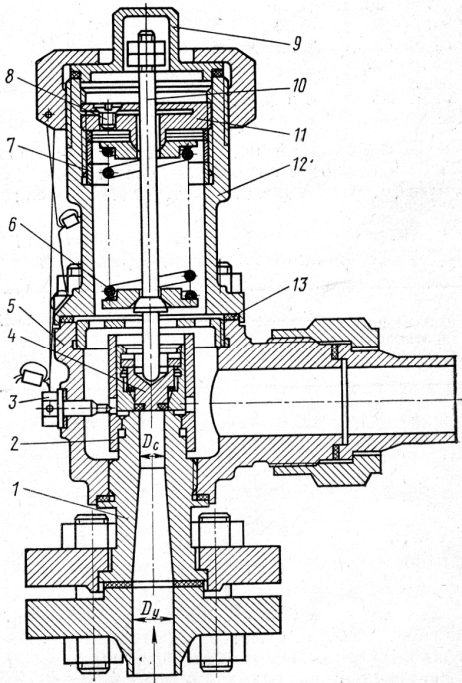


Рис. 2.13Пр. Клапан запобіжний повнопідйомний (кресл. УФ55023):

- 1 – сідло; 2 – напрямна втулка; 3 – стопорний гвинт; 4 – золотник; 5 – корпус;
- 6 – пружина; 7 – обмежувальна втулка; 8 – гвинт; 9 – кришка; 10 – шток; 11 – регулююча гайка; 12 – стакан; 13 – гумова прокладка

в) Втрати води P_3 з продувкою ($\text{м}^3/\text{год}$), які знаходять з рівняння сольового балансу

$$N_{св}(P_1 + P_2 + P_3) = N_{зв}(P_1 + P_3).$$

звідки

$$P_3 = \frac{P_1(N_{зв} - N_{св}) - N_{св}P_2}{N_{св} - N_{зв}},$$

де $N_{св}$, $N_{зв}$ – відповідно вміст солей у воді ($\text{мг}/\text{кг}$) джерела і зворотної лінії. Згідно завдання $N_{св} = 760 \text{ мг}/\text{кг}$ і $N_{зв} = 1650 \text{ мг}/\text{кг}$

$$P_3 = \frac{0,423 \cdot (1650 - 760) - 760 \cdot 1,02}{760 - 1650} = 0,478 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Величина сумарних втрат ($\text{м}^3/\text{год}$)

$$Q_{втр} = P_1 + P_2 + P_3.$$

$$Q_{втр} = 0,423 + 1,02 + 0,478 = 1,921 \text{ м}^3/\text{год}$$

4Пр. ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРІВ ТРУБОПРОВОДІВ, ВТРАТ НАПОРУ І НАПОРІВ ТА МАРОК НАСОСІВ НА ОКРЕМИХ ДІЛЯНКАХ СИСТЕМИ

4.1Пр. Витрати води на ділянках трубопроводу

Розрахунки за формулами (4.1) – (4.3) виконують для наступних ділянок трубопроводу згідно схеми оборотного водопостачання:

Ділянка 1 – від джерела водопостачання до резервуара 3.

Витрата води на ділянці 1

$$Q_1 = Q_{втр} + Q_{с.п} + Q_{поз.}$$

$$Q_1 = 1,921 + 269,47 + 166 = 437,39 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Ділянка 2 – від резервуара 4 до конденсатора.

Витрата води на ділянці 2

$$Q_2 = Q_{вт} + Q_{с.п} + Q_{поз.}$$

$$Q_2 = 142,13 + 269,47 + 166 = 577,6 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Ділянка 3 – від конденсатора до градирні

Витрата води на ділянці 3

$$Q_3 = Q_{вт} = 142,13 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Приймаємо в першому наближенні швидкість в трубопроводах $w = 2 \text{ м}/\text{с}$; знаходимо діаметри труб, приймаємо найближчі стандартні діаметри і уточнюємо швидкості в трубах.

Ділянка 1

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 437,39}{3,14 \cdot 2 \cdot 3600}} = 0,278 \text{ м}$$

Приймаємо $D_1 = 0,3$ м, тоді уточнена швидкість

$$w_1 = \frac{4Q_1}{\pi D_1^2} = \frac{4 \cdot 437,39}{3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 3600} = 1,72 \text{ м/с.}$$

Ділянка 2

$$D_2 = \sqrt{\frac{4Q_2}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 577,6}{3,14 \cdot 2 \cdot 3600}} = 0,319 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_2 = 0,35$ м, тоді уточнена швидкість

$$w_2 = \frac{4Q_2}{\pi D_2^2} = \frac{4 \cdot 577,6}{3,14 \cdot 0,35^2 \cdot 3600} = 1,66 \text{ м/с.}$$

Ділянка 3

$$D_3 = \sqrt{\frac{4Q_3}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 142,3}{3,14 \cdot 2 \cdot 3600}} = 0,157 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_3 = 0,2$ м, тоді уточнена швидкість

$$w_3 = \frac{4Q_3}{\pi D_3^2} = \frac{4 \cdot 142,13}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 3600} = 1,26 \text{ м/с.}$$

4.2Пр. Визначення напорів насосних станцій

4.2.1Пр. Загальні положення

Напір насоса H знаходять за формулою

$$H = H_{\Gamma} + \Delta H_{mp} + H_{спож} \quad (4.6)$$

де H_{Γ} – геодезичний напір, м; ΔH_{mp} – втрати напору в трубопроводі (по довжині і місцеві), м; $H_{спож}$ – втрати напору споживача (всі не визначені втрати напору на даному етапі розрахунків), м.

Спочатку знаходять втрати тиску (Па) на розглядуваній ділянці трубопроводу за залежністю

$$\Delta p_{mp} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{\rho_e w^2}{2}, \quad (4.7)$$

де l , d , $\Sigma \zeta$ – відповідно довжина, діаметр і сума місцевих коефіцієнтів опору ділянки трубопроводу; ρ_e – густина води, $\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$; w – уточнена швидкість води на ділянці трубопроводу; λ – коефіцієнт гідравлічного опору по довжині трубопроводу; w – уточнена середня швидкість води в водогоні.

Коефіцієнт гідравлічного опору для гідравлічно-гладеньких труб при $10^5 \leq Re \leq 3,24 \cdot 10^6$ знаходять за формулою

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}, \quad (4.8)$$

де Re – число Рейнольдса. При шорстких трубах коефіцієнт гідравлічного опору знаходять за універсальною формулою А.Д. Альтшуля, яка правдива для усіх областей руху, [26, с. 39]

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_e}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (4.9)$$

де k_e – еквівалентна шорсткість труб, м; d – діаметр труби, м.

Число Рейнольдса визначають за формулою

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu}, \quad (4.10)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості для води, який знаходять в залежності від температури води t .

Втрати напору по довжині ділянки трубопроводу становлять

$$\Delta H_{\text{тр } \partial} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta p}{9810} \text{ м вод ст.}, \quad (4.11)$$

де Δp – втрати тиску на ділянці трубопроводу, Па.

Коефіцієнти місцевих опорів ζ знаходять за рекомендаціями [13. с. 462-467]. Для орієнтовних розрахунків осереднені коефіцієнти місцевих опорів: входу $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$; зварного коліна з поворотом 90° $\zeta_{\text{зк}} = 0,75$; гнуте коліно з поворотом 90° $\zeta_{\text{зк}} = 0,5$; засувка $\zeta_z = 0,25$; зворотного затвора (клапана) $\zeta_{\text{зз}} = 1,7$; виходу $\zeta_{\text{вих}} = 1$.

Еквівалентну шорсткість труб визначають згідно таблиці 4.1

Таблиця 4.1

Середнє значення еквівалентної шорсткості k_e труб [26, с. 39]

Вид труби	Стан труби	k_e , мм
Безшовна сталева	Нова і чиста	0,03
	Після декількох років експлуатації	0,2
Сталева зварна	Нова і чиста	0,05
	Помірно іржава	0,5
	Стара заіржавлена	1,0
Витягнута з кольорових металів	Нова, технічно гладка	0,005
Рукова і шланги гумові	-	0,03

Визначення напорів насосних станцій виконуємо за формулами (4.6) – (4.11). Приймаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості в залеж-

ності від температури води $t = t_{el} = 19,5^\circ \text{C}$ за таблицею [37, табл. 5, с. 365] $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Відповідно для трьох ділянок трубопроводів знаходимо числа Рейнольдса за формулою (4.10).

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{1,72 \cdot 0,3}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 512922.$$

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{1,66 \cdot 0,35}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 577535.$$

$$Re_3 = \frac{w_3 \cdot d_3}{\nu} = \frac{1,26 \cdot 0,2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 250497.$$

Для отриманих чисел Рейнольдса приймаємо шорсткі сталеві труби з помірною іржею, для яких згідно таблиці 4.1 значення коефіцієнта еквівалентної шорсткості становить $k_e = 0,5$. Коефіцієнти гідравлічного опору знаходимо за формулою А. Д. Альтшуля (4.9).

$$\lambda_1 = 0,11 \left(\frac{k_e}{d_1} + \frac{58}{Re_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,5}{0,3} + \frac{68}{512922} \right)^{0,25} = 0,125.$$

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\frac{k_e}{d_2} + \frac{58}{Re_2} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,5}{0,35} + \frac{68}{577535} \right)^{0,25} = 0,120.$$

$$\lambda_3 = 0,11 \left(\frac{k_e}{d_3} + \frac{58}{Re_3} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,5}{0,2} + \frac{68}{250497} \right)^{0,25} = 0,138.$$

Втрати напору по ділянках трубопроводу знаходимо за формулою (4.7), а напір насоса за формулою (4.6).

4.2.2Пр. Визначення напорів насосів і добір марок насосів

Визначення напорів виконують для таких насосних станцій:

Насосна станція зворотної води (ділянка 3)

Згідно схеми водоспоживання, рис. 0^о.1.:

- геодезичний напір $H_{c3} = (h_4 + h_{резп} + h_{l2}) - h_7 = (14 + 9 + 12) - 15 = 20 \text{ м}$.

- довжина ділянки $L_3 = l_6 + l_{l1} = 28 + 39 = 67 \text{ м}$.

- сума гідравлічних опорів $\Sigma \zeta_3 = \zeta_{ex} + 4\zeta_{зк} + \zeta_3 + \zeta_{зз} + \zeta_{вих} = 0,5 + 4 \cdot 0,75 + 0,25 + 1,7 + 1 = 6,45$.

Приймаючи найгірші умови експлуатації сталевих труб і $H_{спож} = 5 \text{ м}$, знаходять втрати напору і напір насоса H_3 .

$$\Delta H_{mp3} = \Delta p_{mp3} / (\rho_a g) = \left(\lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \Sigma \zeta_3 \right) \frac{w_3^2}{2g}.$$

$$\Delta H_{mp3} = H_{z3} + \Delta H_{mp3} + H_{спож} = 20 + 8,69 + 5 = 33,69 \text{ м.}$$

Користуючись графіком областей використання консольних насосів, табл. С.1 додатка С, при загальній подачі $Q_3 = 142,13 \text{ м}^3/\text{год} = 0,039 \text{ м}^3/\text{с}$ приймаємо 2 консольних насоса марки К 90/35, $n = 2900 \text{ об/хв.}$, з подачею $Q_{н3} = 142,13/2 = 71,07 \text{ м}^3/\text{год}$ і один резервний тієї ж марки.

Насосна станція другого підйому (ділянка 2)

Згідно схеми водоспоживання, рис. 0.1Пр.:

- геодезичний напір $H_{z2} = (h_9 + h_k + h_{конд}) - h_4$; де $h_{конд} = D_{конд}/2$ або $h_{конд} = H_{клин}/2$, тобто половина діаметра або половина висоти конденсатора;

$$H_{z2} = (18 + 12 + 1,0/2) - 14 = 16,5 \text{ м.}$$

- довжина ділянки $L_2 = l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8 + l_9$;

$$L_2 = 24 + 22 + 28 + 21 + 36 + 31 + 22 = 183 \text{ м.}$$

- сума гідравлічних опорів $\Sigma \zeta_2 = \zeta_{вх} + 6\zeta_{зк} + \zeta_3 + \zeta_{зз} + \zeta_{вих}$.

$$\Sigma \zeta_2 = 0,5 + 6 \cdot 0,75 + 0,25 + 1,7 + 1 = 7,95.$$

$$\Delta H_{mp2} = \Delta p_{mp2}/(\rho_в g) = (\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \Sigma \zeta_2) \frac{w_2^2}{2g}.$$

$$\Delta H_{mp2} = (0,12 \frac{183}{0,35} + 7,95) \cdot \frac{1,66^2}{2 \cdot 9,81} = 9,89 \text{ м}$$

$$\text{Напір насоса } H_2 = H_{z2} + \Delta H_{mp2} + H_{спож} = 16,5 + 9,89 + 5 = 31,39 \text{ м.}$$

Користуючись графіком областей використання консольних насосів, табл. С.1 додатка С, при загальній подачі $Q_2 = 577,6 \text{ м}^3/\text{год}$ приймаємо 4 консольних насоса марки К 160/30, $n = 1450 \text{ об/хв.}$, з подачею $Q_{н2} = 577,6/4 = 144,4 \text{ м}^3/\text{год}$ і один резервний тієї ж марки.

Насосна станція першого підйому (ділянка 1)

Згідно схеми водоспоживання, рис. 0.1Пр.:

- геодезичний напір $H_{z1} = (h_3 + h_{p1}) - h_1$; де h_{p1} – глибина води в резервуарі, приймають $h_{p1} = 2,4 \text{ м.}$

$$H_{z1} = (17 + 2,4) - 12 = 7,4 \text{ м.}$$

- довжина ділянки $L_1 = l_1 + l_2 = 29 + 54 = 83 \text{ м.}$

- сума гідравлічних опорів $\Sigma \zeta_1 = \zeta_{вх} + 5\zeta_{зк} + \zeta_3 + \zeta_{зз} + \zeta_{вих}$.

$$\Sigma \zeta_1 = 0,5 + 5 \cdot 0,75 + 0,25 + 1,7 + 1 = 7,2.$$

$$\Delta H_{mp1} = \Delta p_{mp1}/(\rho_в g) = (\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \Sigma \zeta_1) \frac{w_1^2}{2g}.$$

$$\Delta H_{mp1} = (0,125 \frac{83}{0,3} + 7,2) \cdot \frac{1,72^2}{2 \cdot 9,81} = 7,35 \text{ м.}$$

Напір насоса $H_I = H_{zI} + \Delta H_{mрI} + H_{спож} = 7,4 + 7,35 + 5 = 12,75$ м.

Користуючись графіком областей використання консольних насосів, табл. С.1 додатка С, при загальній подачі $Q_I = 437,39$ м³/год приймаємо 3 консольних насоса марки К 160/20, $n = 1450$ об/хв, діаметр робочого колеса $D_{рк} = 240$ мм, з подачею $Q_{нI} = 437,39/3 = 145,8$ м³/год $= 0,0405$ м³/с і один резервний тієї ж марки. Характеристика насоса К 160/20 наведена на рис. 4.1Пр.

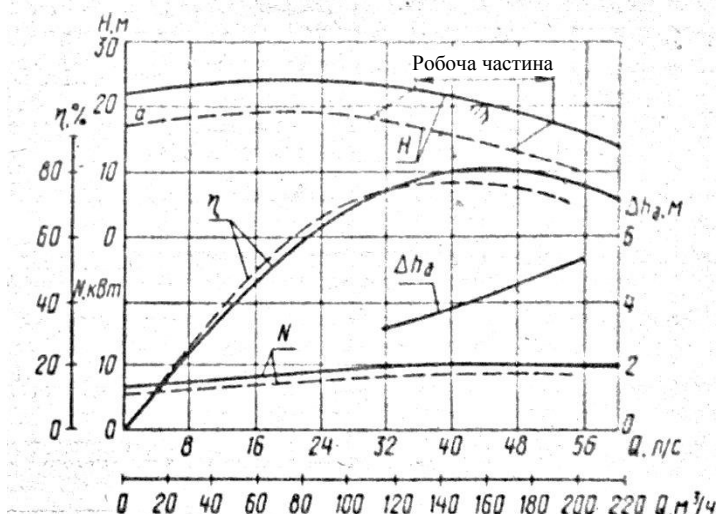


Рис. 4.1Пр. Характеристика насоса К 160/20, $n = 1450$ об/хв, $D = 264$ мм, $D_a = 240$ мм

5Пр. ПРОЕКТУВАННЯ НАСОСНОЇ С ТАНЦІЇ ПЕРШОГО ПІДЙОМУ

5.1Пр. Проектування верхнього резервуара

Приймаємо закритий резервуар з глибиною $h_{воо} = 2,4$ м і глибиною регулювання $h_p = 1,9$ м, рис. 5°.1. Визначаємо об'єм (м³) регулювання в резервуарі V_p з умови годинної роботи насосної станції ($\tau = 1$ година) за формулою (5.1)

$$V_p = Q_I \tau,$$

де Q_1 – витрата води на першій ділянці системи водопостачання, $\text{м}^3/\text{год}$.

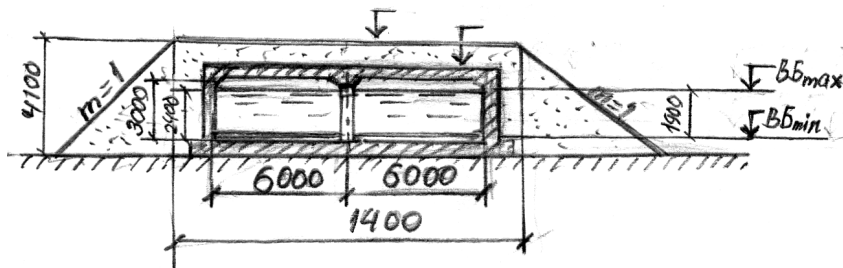


Рис. 5.1Пр. Схема закритого верхнього резервуара насосної станції першого підйому: $\downarrow \text{ВБ}_{\min}$ – мінімальна відмітка верхнього б'єфа; $\downarrow \text{ВБ}_{\max}$ – максимальна відмітка верхнього б'єфа

$$V_p = 437,39 \cdot 1 = 437,39 \text{ м}^3.$$

Площа резервуара в першому наближенні відповідно залежності (5.2)

$$F_p = V_p / h_p = 437,39 / 2,4 = 182 \text{ м}^2.$$

Приймаючи таку конструкцію резервуара, при якій ширина і довжина басейна кратна будівельному модулю 6 м, приймаємо розміри резервуара: ширину $a=12$ м, і довжину $b=18$ м, тоді площа резервуара $F_{\text{рез}} = ab = 12 \cdot 18 = 216 \text{ м}^2$ і робоча глибина резервуара $h_{\text{роб}} = V_p / F_{\text{рез}} = 437,39 / 216 = 2,02$ м. Приймаємо $h_{\text{роб}} = 2,0$ м.

Згідно завдання відмітка площини порівняння 0-0 становить $\downarrow 0-0 = 260$ м. Тоді відмітка дна верхнього резервуара $\downarrow 3 = \downarrow 0-0 + h_3 = 260 + 17 = 277$ м.

Знаходимо відмітки води в резервуарі:

$$\downarrow \text{ВБ}_{\min} = \downarrow 3 + 0,4 = 277 + 0,5 = 277,4 \text{ м.}$$

$$\downarrow \text{ВБ}_{\max} = \downarrow \text{ВБ}_{\min} + h_{\text{роб}} = 277,4 + 2,0 = 279,4 \text{ м.}$$

Повна глибина води в резервуарі

$$h_{\text{np}} = \downarrow \text{ВБ}_{\max} - \downarrow 3 = 279,4 - 277 = 2,4 \text{ м.}$$

Будівельна висота резервуара

$$h_{\text{б\ddot{y}д}} = h_{\text{np}} + 0,6 = 2,4 + 0,6 = 3,0 \text{ м.}$$

Інші розміри і відмітки резервуара приймаються конструктивно.

5.2Пр. Обґрунтування умов роботи водоприймальних споруд

Діаметр всмоктувального трубопроводу насоса D_6 знаходять з умови отримання середньої швидкості води $v_6 = (1 \dots 1,2)$ м/с, тобто за формулою (5.7)

$$D_6 = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi v_6}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0405}{3,14 \cdot 1,0}} = 0,227 \text{ м.}$$

де Q_n – подача насоса, м³/с. Приймаємо найближчий діаметр стандартного сталевого трубопроводу $D_6 = 0,250$ м і уточнюємо швидкість води

$$v_6 = \frac{4Q}{\pi D_{6\text{см}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0405}{3,14 \cdot 0,25^2} = 0,825 \text{ м/с.}$$

Знаходять діаметр розтрубу на вході у всмоктувальний трубопровід насоса $D_{6x} = 1,25 D_6 = 1,25 \cdot 0,25 = 0,3$ м. Занурення входу під рівень води приймаємо більшим з двох варіантів [13, с. 160]: $h_{зан1} = 2D_{6x} = 2 \cdot 0,3 = 0,6$ м і за формулою (5.8)

$$h_{зан2} = 3D_{6x} \sqrt{v_6} - 0,5D_{6x} = 3 \cdot 0,6 \cdot \sqrt{0,825} - 0,5 \cdot 0,6 = 1,33 \text{ м.}$$

При цьому мінімальний рівень води нижнього б'єфу (у приймальному резервуарі), рис. 0.1Пр, за формулою (5.9)

$$\downarrow HB_{min} = \downarrow 1 + h_{зан} = 272 + 1,33 = 273,33 \text{ м.}$$

де $\downarrow 1 = \downarrow 0 - 0 + h_l = 260 + 12 = 272$ м.

Приймаємо

$$\downarrow HB_{max} = \downarrow HB_{min} + 0,5 = 273,33 + 0,5 = 273,83 \text{ м.}$$

5.3Пр. Аналіз режимів роботи насосної станції

Уточнюємо геодезичні напори насосної станції за формулами (5.11) і (5.12)

$$H_{Г.min} = \downarrow BB_{min} - \downarrow HB_{max} = 277,4 - 273,83 = 3,57 \text{ м.}$$

$$H_{Г.max} = \downarrow BB_{max} - \downarrow HB_{min} = 279,4 - 273,33 = 6,07 \text{ м.}$$

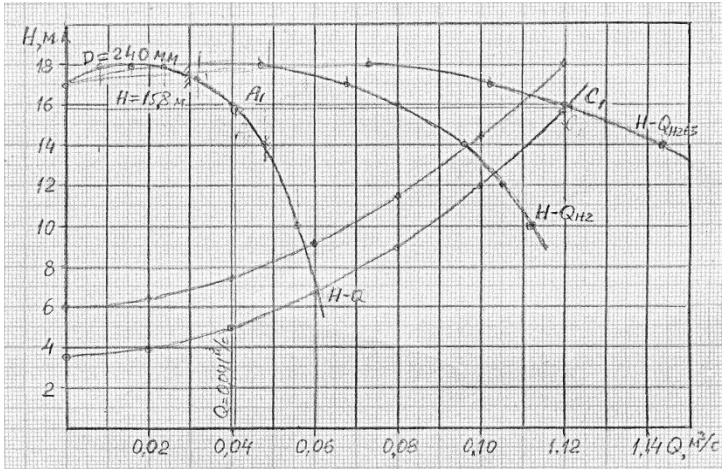
Коефіцієнт опору трубопроводу відповідно залежності (5.13)

$$S_{mp} = (\Delta H_{mp} + H_{спож}) / Q_{mp}^2 = (7,35 + 5) / 0,1215^2 = 836,7 \text{ м/(м}^3/\text{с)}^2.$$

де Q_{mp} – витрата трубопроводу, м³/с, причому $Q_{mp} = Q_l = Q_n z_n = 0,0405 \cdot 3 = 0,1215$ м³/с.

Визначаємо координати в формі таблиці 5.1 і за їх значеннями будуюмо характеристику насосної установки (трубопроводів), рис. 5.2.

Координати характеристики насосної установки



де H_6 – напір, який відповідає барометричному (атмосферному) тиску, $H_6 = 10$ м; H_n – напір, який відповідає тиску насичених парів перекачуваної рідини при розрахунковій температурі, для води $H_n = 0,23$ м при температурі $t = 20^\circ \text{C}$; $\Delta h_{\text{дон}}$ – допустимий кавітаційний запас для найгірших умов експлуатації насоса (для відцентрових насосів це відповідає максимальній подачі і відповідно максимальному значенню $\Delta h_{\text{дон}}$ з усіх можливих), м; h_6 – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі насоса при максимально можливій подачі насоса Q_n . В першому наближенні приймаємо $h_6 = 1,0$ м.

Відмітка підлоги насосної станції за формулою (5.16)

$$\downarrow ПНС = \downarrow \text{осі} - E - a_\phi = 278,2 - 0,285 - 0,2 = 277,715 \text{ м,}$$

де E – висота насоса від фундаментної плити до осі. Згідно габаритки насоса [11, с. 12] $h_1 = 0,285$ м, a_ϕ – висота фундаменту насоса, $a_\phi = 0,2$ м.

Відмітка допустимого підтоплення фундаменту за формулою (5.17)

$$\downarrow ПФ = \downarrow ПНС - h_m - h_3 = 277,715 - 0,8 - 0,15 = 276,765 \text{ м.}$$

де h_m – максимальна глибина промерзання ґрунту, приймається в межах 0,8-1,2 м в залежності від місця розташування насосної станції; h_3 – величина запасу, $h_3 = 0,15$ м.

Умова (5.18)

$$\downarrow НБ_{\text{max}} = 273,83 \leq \downarrow ПФ = 276,765 \text{ м}$$

виконується, тому приймається наземний тип будівлі насосної станції.

Відмітка площадки приймання обладнання за формулою (5.19)

$$\downarrow ПП = \downarrow ПНС - h_3 = 277,715 - 0,15 = 277,565 \text{ м.}$$

6Пр. РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯТОРНОЇ ГРАДИРНІ

6.1Пр. Вихідні дані для розрахунку:

а) теплове навантаження градирні $N = Q_k + Q_{\text{по.}} = 600 + 25 = 625$ кВт;

б) температура гарячої води на вході в градирню $t_1 = 24,5^\circ \text{C}$;

в) температура охолодженої води на виході з градирні $t_2 = 19,5^\circ \text{C}$;

г) параметри зовнішнього повітря: температура $t_{\text{зов}} = 18^\circ \text{C}$; відносна вологість $\phi = 44\%$.

Згідно завдання – тип зрошувача градирні – комбінований.

При розрахунках приймають до уваги наступні умови: глибина охолодження води $t_2 - \tau$ повинна бути не більше 5°C , тут позначено τ - температура повітря за вологим термометром; перепад температур гарячої і охолодженої води $\Delta t_g = t_1 - t_2$ повинен бути не менше 5 і не більше 20°C ; оптимальні значення допустимого гідравлічного навантаження на зрошувач, який визначається розрахунком, повинні знаходитися в межах, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$: 8...12 – для плівкового зрошувача; 6...8 – для крапельного; 4...6 для бризкального.

6.2Пр. Визначення основних параметрів градирні

6.2.1Пр. Вентиляторні градирні з крапельним та бризкальним зрошенням

Площа вентиляторної градирні (м^2) з крапельним та бризкальним (комбінованим) зрошувачем [30, с. 102] визначається за формулою (6.18)

$$F_{zp} = \frac{W \Delta t_g \sqrt{\Delta t_g} \cdot 10^3}{K (v_g \rho_{нов})^{0,625} (t - \tau)^{1,95}},$$

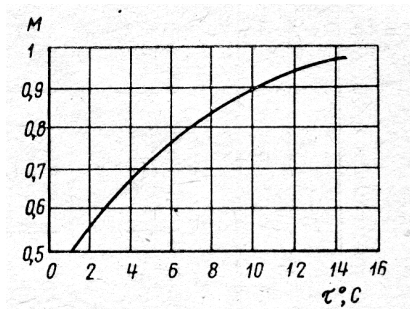


Рис. 6°1. Графік для визначення понижуючого коефіцієнта M стосовно коефіцієнта K

де W – кількість охолоджуваної води, $\text{м}^3/\text{год}$, $W = Q_{gm} = 142,13 \text{ м}^3/\text{год}$; $\Delta t_g = (t_2 - t_1)$ – перепад температур (t_1 – температура відпрацьованої гарячої води, t_2 – температура води, яка охолоджена на градирні в $^\circ \text{C}$), $\Delta t_g = 5^\circ \text{C}$; K – коефіцієнт, який враховує взаємозалежність температури і напору води перед розприскуючим соплом, табл. 6.3; $K=420$; при $\tau < 15^\circ \text{C}$ до коефіцієнта K вводиться понижуючий коефіцієнт $M = 0,68$, який визначається за гра-

фіком, рис. 6.5; v_g – швидкість руху повітря в зрошувачі градирні – приймається в залежності від типу зрошувача згідно табл. 6.4, $v_g = 2,25 \text{ м/с}$; $\rho_{нов}$ – густина повітря в залежності від його температури за сухим термометром t і відносної вологості φ %, яка визначається за графіком, рис. 6.6; $\rho_{нов} = 1,185 \text{ кг/м}^3$; τ – температура за вологим

термометром визначається згідно психрометричної діаграми, рис. 6.7.;
 $\tau = 4^{\circ} \text{C}$.

Розрахункові температури повітря за сухим термометром $\vartheta = J_l = 25,8^{\circ} \text{C}$ і відносна вологість цього повітря $\varphi = j_l = 44\%$; температура зовнішнього повітря $t - t_{нов} = 18^{\circ} \text{C}$ для окремих районів країни визначаються за даними гідрометеослужби, табл. 6.2.

$$F_{зр} = \frac{142,13 \cdot 5\sqrt{5} \cdot 10^3}{420 \cdot 0,68 \cdot (2,25 \cdot 1,185)^{0,625} \cdot (25,7 - 4)^{1,95}} = 7,46 \text{ м}^2.$$

Витрата повітря при доборі вентилятора визначається за формулою (6.19)

$$Q = v_6 F_{зр} 3600 = 2,25 \cdot 7,46 \cdot 3600 = 60426 \text{ м}^3/\text{год}.$$

а питома витрата повітря – за формулою (6.20) в кг повітря/кг води знаходимо за виразом (6.20)

$$\lambda = \frac{Q \rho_{нов}}{W \cdot \rho} = \frac{60426 \cdot 1,185}{142,13 \cdot 1000} = 0,504 \text{ кг пов./ кг води}$$

Густина дощу на зрошувачі (гідравлічне навантаження) визначається з рівняння (6.21) в $\text{м}^3/\text{год}$ на 1 м^2 .

$$q = W/F_{зр} = 142,13/7,46 = 19,05 \text{ м}^3/\text{год на } 1 \text{ м}^2.$$

Перевіряють допустимість такого навантаження, щоб виконувалася умова $q > 0,002 \text{ м}^3/\text{год на } 1 \text{ м}^2$.

6.3Пр. Добір вентилятора градирні

6.3.1Пр. Аеродинамічний опір градирні за формулою (6.18)

$$\Delta p_{cp} = \Sigma \zeta \frac{\rho_{нов} W_{нов}^2}{2} = 50 \frac{1,135 \cdot 2,25^2}{2} = 150 \text{ Па}$$

де $\Sigma \zeta$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів повітряному потокові в градирні. В першому наближенні приймається $\Sigma \zeta = 50$.

6.3.2Пр. Продуктивність вентилятора:

Секундна витрата за формулою (6.19), $\text{м}^3/\text{с}$; причому

$$G_6 = \frac{W \cdot 1000}{3600} = 39,48 \text{ кг/с}.$$

$$V_{вент \text{ с}} = \frac{G_6 \lambda}{\rho_{нов}} = \frac{39,48 \cdot 0,504}{1,185} = 16,79 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Годинна за формулою (6.20), $\text{м}^3/\text{год}$

$$V_{\text{вент год}} = V_{\text{вент с}} \cdot 3600 = 16,79 \cdot 3600 = 60449 \text{ м}^3/\text{год}.$$

6.3.4Пр. Потужність вентилятора за формулою (6.21), кВт

$$N_{\text{вен}} = \frac{\Delta p_{\text{зр}} V_{\text{вент.с}}}{1000 \eta} = \frac{150 \cdot 16,79}{1000 \cdot 0,6} = 4,19 \text{ кВт}.$$

η – коефіцієнт корисної дії вентилятора, приймають в першому наближенні $\eta = 0,6$.

6.3.5Пр. Вибір типу і марки вентилятора, [17, с. 9, табл. 1]

В залежності від потрібних подачі вентилятора $Q = 60,426$ тис. $\text{м}^3/\text{год}$ і тиску $\Delta p_{\text{зр}} = 150$ Па, користуючись даними таблиці Ф.1 визначаємо марку вентилятора і його параметри.

Згідно табл. Ф.1 приймаємо два вентилятора марки О6-300 № 12,5 з такими технічними параметрами:

номінальна подача повітря $Q_n = 45$ тис. $\text{м}^3/\text{год}$;

повний тиск $\Delta p_{\text{зр}} = 157$ Па;

ККД вентилятора $\eta = 0,78$;

частота обертання $n = 730$ об/хв.;

кількість лопатей 3 шт;

діаметр робочого колеса $D_{\text{рк}} = 1,25$ м;

діаметр втулки 0,5 м;

марка електродвигуна АО2-42-8;

потужність $N = 3$ кВт;

напруга $H = 380$ В;

частота струму 50 Гц;

габарити вентилятора:

діаметр 1,32 м;

висота 1,51 м;

маса вентилятора без електродвигуна 157 кг.

Габаритні розміри вентилятора позначені на рис. 6. 2Пр. і приведені в табл.6.1Пр.

Таблиці 6.1Пр

Розміри вентиляторі загального промислового призначення
марки О6-300 № 12,5

Но- мер вен- тиля- тора	Діаметр робочо- го коле- са вен- тилято- ра, мм	Розміри, мм (див. рис. Ф.7)										
		D	D_1	D_2	D_3	A	B	Γ	E	$Ж$	K	H
12,5	1250	500	1258	1285	1320	1100	400	850	500	47,0	1160	494

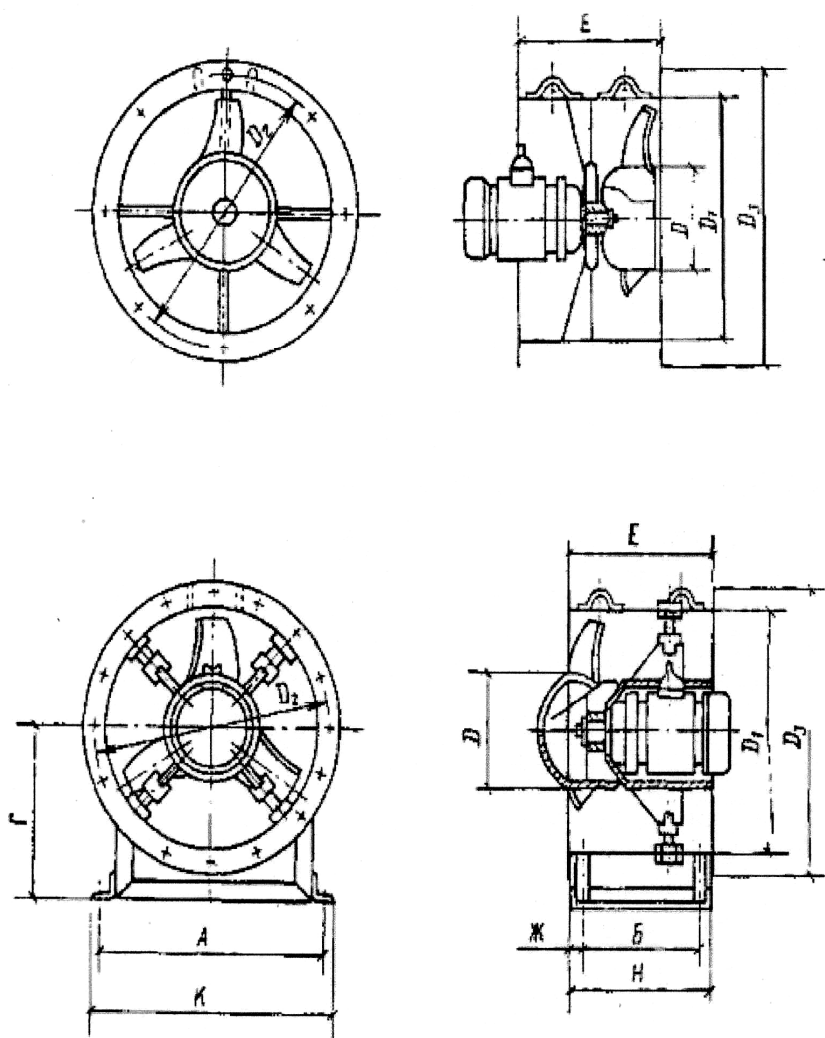


Рис. 6.2Пр. Осьові вентилятори марки ОБ-300 загального промислового призначення № 4; 5; 4; 6,3; 8; 10 і 12,5

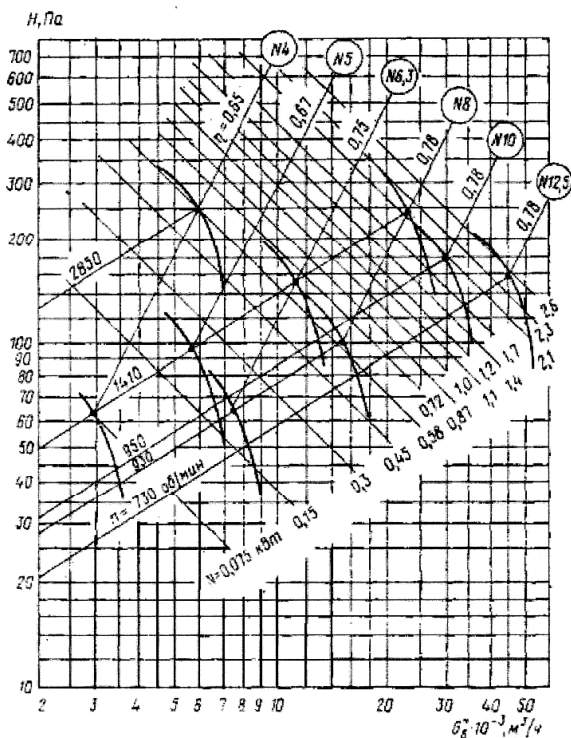


Рис. 6.3Пр. Аеродинамічні характеристики осьових вентиляторів марки Об-300 загального промислового призначення № 4; 5; 6,3; 8; 10 і 12,5

Характеристики вентилятора Об 300 № 12,5 показують, що необхідні параметри: подача і напір задовольняються з досить високим ККД.

7Пр. ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ КОРПУСУ АМІАЧНОГО КОНДЕНСАТОРА

7.1Пр. Розрахунок корпусу циліндричних теплообмінних апаратів

Розрахунок виконується згідно рекомендацій [5, с. 235-267] при тиску в конденсаторі $p = 1,15$ МПа. Для прийнятого конденсатора марки КТГ – 140 діаметр корпусу $D = 1,0$ м, тоді радіус $R = 0,5$ м. Приймаємо в першому наближенні товщину стінки корпусу $S_R = 0,009$ м.

Для довгої циліндричної обичайки, яка жорстко з'єднана з недеформованою кришкою і навантажена внутрішнім надлишковим рівномірним тиском p , сумарні питомі навантаження визначаються залежностями (7.1) – (7.6).

$$S = pR/2 = 1,15 \cdot 0,5/2 = 0,2875 \text{ МН};$$

$$T = \mu pR/2 = 0,3 \cdot 1,15 \cdot 0,5/2 = 0,086 \text{ МН};$$

$$M = (2 - \mu)p/(4k^2) = (2 - 0,3)1,15/(4 \cdot 17,94^2) = 0,001518 \text{ МН};$$

$$K = \mu p(2 - \mu)/(4k^2) = 0,3 \cdot 1,15(2 - 0,3)/(4 \cdot 17,94^2) = 0,000456 \text{ МН};$$

$$N = -p(2 - \mu)/(2k) = -1,15 \cdot (2 - 0,3)/(2 \cdot 17,94) = -0,0545 \text{ МН}.$$

де μ – коефіцієнт Пуассона (для сталей $\mu = 0,3$); k – коефіцієнт згасання напружень, який визначається для циліндричних обичайок з розрахунковою товщиною стінки S_R і середнім радіусом R за формулою (7.6)

$$k = \sqrt[4]{3(1 - \mu)} / \sqrt{RS_R};$$

$$k = \frac{\sqrt[4]{3(1 - 0,3)}}{\sqrt{0,5 \cdot 0,0063}} = 17,94.$$

Під дією перерахованих сил і моментів в стикі обичайки виникають меридіанальні σ_m , кільцеві σ_κ і дотичні τ напруження, які визначаються за формулами (7.7) – (7.9) при розрахунку на 1 пм

$$\sigma_m = \frac{S}{S_R} \pm \frac{6M}{S_R^2};$$

$$\sigma_m = \frac{0,2875}{0,009} + \frac{6 \cdot 0,001518}{0,009^2} = 144,38 \text{ МПа};$$

$$\sigma_\kappa = \frac{T}{S_R} \pm \frac{6K}{S_R^2};$$

$$\sigma_\kappa = \frac{0,086}{0,009} + \frac{6 \cdot 0,000456}{0,009^2} = 43,33 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{N}{S_R}; \quad \tau = \frac{-0,046}{0,009} = -5,11 \text{ МПа}.$$

Знак «плюс» відноситься до внутрішньої, а знак «мінус» до зовнішньої поверхні обичайки.

Еквівалентне напруження згідно енергетичної теорії міцності для плоского напруженого стану знаходять за допомогою вразу (7.10)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_\kappa^2 + \sigma_m \sigma_\kappa};$$

$$\sigma_e = \sqrt{144,38^2 + 43,33^2 - 144,38 \cdot 43,33} = 170,06 \text{ МПа}.$$

Для виконання умови міцності σ_e не повинні перевищувати допустимого напруження для зварного шва, тобто

$$\sigma_e \leq [\sigma]. \quad (7.1\text{Пр})$$

Допустимі напруження для різних марок сталей наведені в таблиці 7.1Пр.

Таблиця 7.1Пр

Допустимі напруження для деяких марок сталей, МПа
[5, табл. 8.3, с. 241]

Марка сталі	Розрахункова температура стінки, °С				
	20	100	150	200	250
BCт3	140	134	131	126	120
20 і 20К	147	142	139	136	132
09Г2С, 16ГС, 17ГС, 17ГІС, 10Г2С1	183	160	154	148	145
10Г2	180	160	154	148	145
08Х18Н10Т; 08Х18Н12Т	140	130	120	115	110
08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т, 12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т	160	152	146	140	136

Приймаємо для стінок конденсатора сталь 16 ГС, для якої допустиме напруження $[\sigma] = 183$ МПа і тоді умова (7.1Пр) виконується.

Якщо вважати корпус конденсатора тонкостінним ($S_R/D < 0,1$), то необхідна товщина стінки в першому наближенні за формулою (7.12)

$$S_R = \frac{P_R D}{2[\sigma]\varphi_p - P_R};$$

$$S_R = \frac{1,15 \cdot 1,0}{2 \cdot 183 \cdot 0,65 - 1,15} = 0,00485 \text{ м},$$

де φ_p – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва. Згідно [5, табл. 8.4, с. 246] для зварних стиків, що виконуються вручну з одного боку з контролем шва на 10...50% довжини, $\varphi_p = 0,65$.

Виконавча товщина стінки обичайки визначається з урахуванням конструктивної прибавки c за формулами (7,13) та (7,14):

$$S = S_R + c = 0,00485 + 0,003 = 0,00785 \text{ м}.$$

причому

$$c = c_1 + c_2 + c_3 = 2 + 0,5 + 0,5 = 3 \text{ мм} = 0,003 \text{ м}.$$

Прибавка c_1 призначена для компенсації корозії, $c_1 = 1...3$ мм. Прибавка c_2 призначена для компенсації від'ємних допусків на товщину металу. Прибавка c_3 передбачає компенсацію потоншення стінки елемента при технологічних операціях: витягування, штамповці, вигинанні і ін. Приймаємо $c_2 = 0,5$ мм; $c_3 = 0,5$ мм.

Остаточно приймаємо товщину стінки конденсатора $S = 0,009$ м.

ЛІТЕРАТУРА

1. Рабинович О. М. Сборник задач по технической термодинамике. М. : Машиностроение, 1973. 344 с.
2. Ильин Е. В. Мальгина Е. В. Холодильные машины и аппараты. М. : Гос. из-во торговой л-ры, 1954. 368 с.
3. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин / под ред. А. В. Быкова. М. : Легкая и пищевая промышленность, 1984. 248 с.
4. СНИП II-31-74. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения. М. : Стройиздат, 1976. 145 с.
5. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др. ; под ред Г. Н. Даниловой. Л. : Машиностроение, 1986. 303 с.
6. Чепурной М. М., Ткаченко С. Й. Основи технічної термодинаміки. Вінниця : «Поділля -2000», 2004. 352 с.
7. Ионов А. Г., Мекеницкий С. Я., Боголюбский О. К. Насосно-циркуляционные системы морозильных установок. М. : Пищевая промышленность, 1976. 138 с.
8. Гуревич Д. Ф. Трубопроводная арматура : справочное пособие. Л. : Машиностроение, 1975. 312 с.
9. Имбрицкий М. И. Краткий справочник по трубопроводам и арматуре. М. : Энергия, 1969. 352 с.
10. Каталог насосов применяемых в мелиорации. М. : 1988. 229 с.
11. Центробежные консольные насосы с осевым входом для воды типов К и КМ : каталог. М. : ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1985. 20 с.
12. Каталог современного насосного оборудования. Выпуск II. Киев : ТМ ТЕХНОМАШ, 2005. 283 с.
13. Герасимов Г. Г. Проектування автоматизованих насосних станцій підкачки. Рівне: НУВГП, 2007. 552 с.
14. Герасимов Г. Г. Гідравлічні та аеродинамічні машини : підручник. Рівне : НУВГП, 2008. 241 с.
15. Приходько М. А., Герасимов Г. Г. Термодинаміка та теплопередача : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2008. 250 с.
16. Холодильные машины и аппараты. Каталог, Часть 1. М. : ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1975. 95 с.
17. Пособие по проектированию градирен (к СНИП 2.04.02-84). М. : Центр. ин-т типового проектирования, 1989. 96 с.

18. Холодильные установки / Чумак И. Г., Чепуренко В. П. и др. ; под ред. И. Г.Чумака. М. : Агропромиздат, 1971. 495 с.

19. Особенности промышленного водоснабжения / Андоньев С. М., Жильцов В. М., Левин Г. М. и др. ; под ред. С. Н. Андоньева. Киев : Будівельник, 1981. 248 с.

20. Э. В. Залуцкий, А. П. Петрухно. Насосные станции. Курсовое проектирование. Киев : Вища шк. Головное изд-во, 1987. 167 с.

21. Абрамов Н. Н. Водоснабжение. М. : Стройиздат, 1974. 480 с.

22. Безопасная эксплуатация паровых котлов, сосудов и трубопроводов (сборник официальных материалов). Киев : Техніка, 1976. 528 с.

23. Кондратьева Т. Ф. Предохранительные клапаны. Л. : Машиностроение, 1976. 232 с.

24. Водяник В. И. Предохранительные устройства для защиты химического оборудования : справочное пособие. М. : Химия, 1975. 144 с.

25. Каминер А. А., Яхно О. М. Гидромеханика в инженерной практике. К. : Техника, 1987. 175 с.

26. Вакина В. В., Денисенко И. Д., Соловьев А. Л. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов. К. : Вища школа, 1986. 208 с.

27. Сазанов Б. В., Юренев В. Н., Баженов Н. И., Богородский А. С. Промышленные тепловые электростанции. М. : Энергия, 1967. 344 с.

28. Пособие по проектированию градирен (до СНиП 2.04.02.84). М. : Центральный институт типового проектирования, 1989.

29. Газоснабжение и очистка промышленных газов. Алабовский А. Н., Анцев Б. Г., Романовский С. А. К. : Вища школа, 1985. 192 с.

30. Шабалин А. Ф. Обратное водоснабжение промышленных предприятий. М. : Стройиздат, 1972. 296 с.

31. Гладков В. А., Арефьев Ю. И. Пономаренко В. С. Вентиляторные градирни. М. : Стройиздат, 1976. 216 с.

32. Зайцев В. П. Холодильная техника. М. : Госиздат торговой лит-ры, 1962. 344 с.

33. Справочник проектировщика. Водоснабжение населенных мест и промышленных предприятий / под. ред. И. А. Назарова. М. : Стройиздат, 1977. 288 с.

34. Свердлов Г. З., Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. М. : Пищевая промышленность, 1978. 263 с.

35. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем / под ред. А. С. Юрьева. С.-Пб. : АНО НПО «Мир и семья», 2001. 1154 с.

36. Насосы. Вентиляторы. Кондиционеры : справочник / Е. М. Росляков, Н. В. Коченков, И. В. Золотухин и др. ; под ред. Е.М. Рослякова. СПб. : Политехника, 2006. 822 с.

37. Герасимов Г. Г. Теоретичні основи теплотехніки : навч. посібник. Рівне : НУВГП, 2011. 382 с.

38. Герасимов Г. Г. Нагнітачі та теплові двигуни : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2012. 552 с.

39. Фарфоровский Б. С., Пятов Я.И. Проектирование охладителей для систем производственного водоснабжения. Л.-М. : Госстройиздат, 1960. 172 с.

40. Указания по нормированию показателей работы гидроохладителей в энергетике. РВ 34.09.212. Составители Сятин П. Г., Яковенко Э. И. Министерство энергетики и электрификации СССР. М. : 1980.

ДОДАТКИ

Додаток А

Таблиця А.1

Насичена пара аміаку (HN₃)

$c_p = 2,0599$ кДж/(кг·К); $k = 1,32$ [1, с. 338]

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v', \text{м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{м}^3/\text{кг}$	$s', \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$s'', \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$h', \text{кДж}/\text{кг}$	$h'', \text{кДж}/\text{кг}$	$r, \text{кДж}/\text{кг}$
-50	0,0409	0,001425	2,623	3,3000	9,6204	193,4	1608,1	1414,7
-45	0,0546	0,001437	2,007	3,3767	9,5199	215,6	1616,5	1400,9
-40	0,0718	0,001449	1,550	3,4730	9,4245	237,8	1624,9	1387,1
-35	0,0932	0,001462	1,215	3,5672	9,3341	260,0	1632,8	1372,8
-30	0,1195	0,001476	0,963	3,6601	9,2486	282,2	1640,8	1358,6
-25	0,1516	0,01490	0,771	3,7514	9,1474	304,4	1648,3	1344,0
-20	0,1902	0,001504	0,624	3,8410	9,0895	327,4	1655,9	1328,5
-15	0,2363	0,001519	0,509	3,9293	9,0150	350,0	1662,6	1312,6
-10	0,2909	0,001534	0,418	4,0164	8,9438	372,6	1669,3	1296,6
-5	0,3549	0,001550	0,347	4,1022	8,8756	395,6	1675,1	1279,5
0	0,4294	0,001566	0,290	4,1868	8,8094	418,7	1681,0	1262,3
5	0,5017	0,001583	0,244	4,2705	8,7458	441,7	1686,4	1244,7
10	0,6150	0,001601	0,206	4,3530	8,6838	465,2	1691,0	1225,9
15	0,7283	0,001619	0,175	4,4346	8,6240	488,6	1695,6	1207,1
20	0,8572	0,001639	0,149	4,5155	8,5658	512,5	1699,4	1186,9
25	1,0027	0,001659	0,128	4,5954	8,5092	536,3	1703,2	1166,9
30	1,1665	0,001680	0,111	4,6746	8,4563	581,1	1705,7	1145,5
35	1,3499	0,001702	0,096	4,7528	8,3991	584,9	1708,2	1123,3
40	1,5544	0,001726	0,083	4,8307	8,3455	609,2	1709,9	1100,7
45	1,7814	0,001750	0,073	4,9078	8,2928	633,9	1710,7	1076,8
50	2,0326	0,001777	0,064	4,9840	8,2400	659,0	1711,1	1052,1

Додаток Б

Конденсатори

Конденсатори з водяним охолодженням застосовують в основному в холодильних установках середньої ($Q_o = 30 \dots 100$) і великої ($Q_o > 100$ кВт) продуктивності. Конструктивно конденсатори виконують як кожухотрубні горизонтальні або вертикальні, кожухозмієвикові, елементні, двохтрубні, пакетно-панельні, пластинчасті.

Горизонтальні кожухотрубні конденсатори

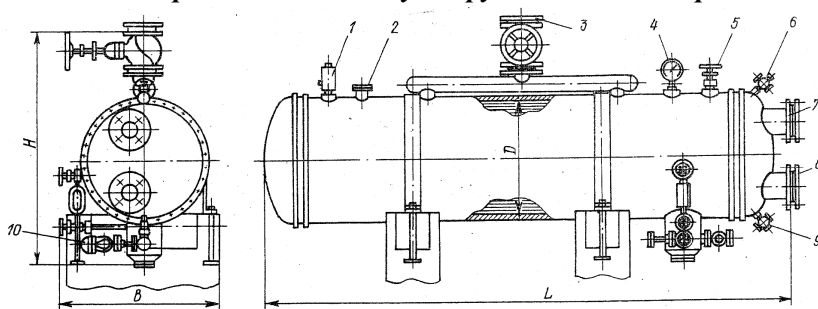


Рис. Б.1. Горизонтальний аміачний кожухотрубний конденсатор:

1 – клапан запобіжний; 2 – зрівнювальна лінія; 3, 10 – вхід і вихід аміаку; 4 – манометр; 5, 6 – випуск повітря; 7, 8 – вихід і вхід води; 9 – злив води

Гаряча пара холодильного агента з компресора через патрубок 3 поступає в верхню частину обичайки конденсатора і заповнює міжтрубний простір. Пара при цьому конденсується на зовнішніх поверхнях труб, які розвальцьовані в трубних дошках. Рідкий холодильний агент поступає в регулюючу станцію або ресивер. Вода проходить всередині труб конденсатора. Конденсатор з двох боків закритий кришками. До правої кришки приварені вхідний 8 і вихідний 7 патрубки. В кришках встановлюють перегородки, які створюють необхідну кількість (звичайно парну) ходів води.

Трубний пучок в аміачних конденсаторах набирається зі сталевих труб $d = 25 \times 2,5$ мм. Труби в пучку розміщують за вершинами рівностороннього трикутника з кроком по горизонталі 34 мм.

Щільність теплового потоку в аміачних кожухотрубних конденсаторах становить $4 \dots 5$ кВт/м², швидкість води – $0,8 \dots 1,5$ м/с.

Технічні параметри кожухотрубних горизонтальних аміачних конденсаторів наведені в таблиці. Б.1.

Таблиця Б.1

Конденсатори кожухотрубні горизонтальні аміачні [5, с.108]

Марка	Площа поверхні F , м ²	Габаритні розміри, мм				Число труб $n_{тр}$	Довжина труб $l_{тр}$, мм	Число ходів z	Об'єм простору, м ³		Маса, кг	
		Діаметр D	Довжина L	Ширина B	Висота H				Міжтрубно-го	трубного	апарата	робоча
КТГ-10	9	408	1880	535	760	99	1500	10	0,16	0,08	555	740
КТГ-20	20	500	2930	810	910	144	2500	8	0,32	0,15	995	1365
КТГ-25	25	500	3430	810	910	144	3000	8	0,39	0,17	1140	1560
КТГ-32	32	500	4430	810	910	144	4000	8	0,52	0,19	1440	1940
КТГ-40	40	600	3520	910	1000	216	3000	8	0,53	0,25	1555	2160
КТГ-50	50	600	4520	910	1000	216	4000	8	0,70	0,32	1980	2360
КТГ-65	65	600	5520	910	1000	216	5000	8	0,88	0,40	2430	3265
КТГ-90	90	800	4640	1110	1230	386	4000	8	1,26	0,61	3300	4460
КТГ-110	110	800	5640	1110	1230	386	5000	8	1,58	0,72	4000	5700
КТГ-140	140	1000	4750	1330	1670	614	4000	8	2,00	1,02	5330	7530
КТГ-180	180	1000	5750	1330	1670	614	5000	8	2,50	1,23	6450	916
КТГ-250	250	1200	5845	1520	1940	870	5000	8	3,50	1,77	9360	12930
КТГ-300	300	1200	6845	1520	1940	870	6000	8	4,10	2,00	10930	15390
КТГ-500	556	1600	7190	2632	3230	797	6010	2; 4; 8	6,50	5,20	23000	-
КТГ-630	710	1800	7222	3695	3426	1023	6010	2; 4	8,00	6,90	29000	-
КТГ-800	957	1800	9305	3695	3430	1023	8010	2; 4; 8	10,80	8,50	37000	-
КТГ-1250	1370	2200	9890	3500	4175	1472	8030	2; 4; 8	16,20	14,60	60000	-

Вертикальні кожухотрубні аміачні конденсатори

Апарати цього типу являють собою вертикальну циліндричну обичайку з привареними до неї решітками, в яких розвальцьовані сталеві труби діаметром $d = 57 \times 3,5$ мм. Пара аміаку подається в верхню частину кожуха, конденсація відбувається на зовнішній поверхні труб, а конденсат відводиться знизу. Вода в вигляді плівки стікає всередині труб під дією сили тяжіння, не заповнюючи всього перерізу. На конденсаторі встановлюється відкритий бак з отворами і ковпачками для розподілу води. Ковпачки створюють обертальний рух води при вході її в трубу. Конденсатори марки КВ вигідно відрізняються досить компактною конструкцією і високим коефіцієнтом теплопередачі $k = 814 \dots 5100$ Вт/(м²·К). Середній температурний напір в таких конденсаторах $\theta_m = 4 \dots 7^\circ$ С. Робочий тиск в міжтрубному просторі не більше 1,8 МПа, в трубному просторі – атмосферне.

Габаритні розміри вертикальних конденсаторів наведені на рис. Б.2, а технічні параметри представлені в таблиці Б.2.

Переваги конденсаторів цього типу наступні: можливість розміщення їх поза межами компресорного цеха; мала установочна площа; простота очищення внутрішньої поверхні труб від водного каменю. Недолік – складність рівномірного розподілу води.

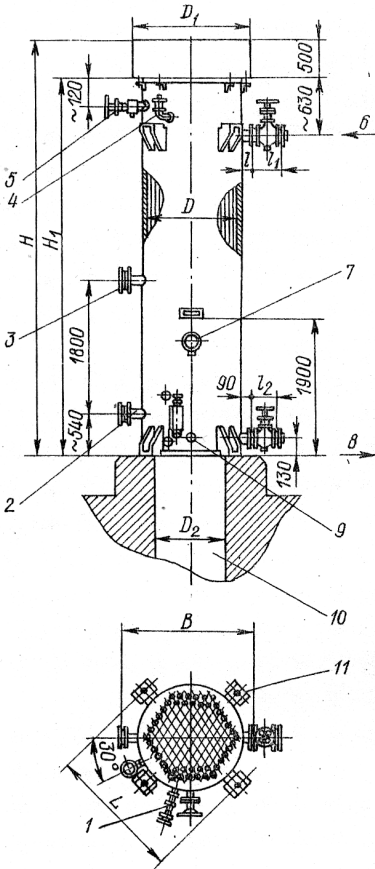


Рис. Б.1. Вертикальний аміачний конденсатор марки КВ:
1 – показник рівня; 2 – до повітровіддільувача; 3 – зрівнювальна лінія; 4 – запобіжний клапан; 5 – випуск повітря; 6 – вхід аміаку; 7 – манометр; 8 – вихід рідкого аміаку; 9 – скидання масла; 10 – відвід води; 11 – опірні лапи

Таблиця Б.2

Конденсатори кожухотрубні вертикальні [5, с. 113]

Марка	Площа поверхні F , м ²	Габаритні розміри, мм			Кількість труб $n_{тр}$	Діаметр штуцера, мм			Установочні розміри, мм						Об'єм міжтрубного простору, м ³	Маса, т	
		D	B	H		парового d	рідинного d_l	D_l	D_2	L	H_l	l	l_l	l_2		апарата	робоча
50KB	50	700	920	5500	64	70	32	920	660	940	4600	110	295	185	1,12	2,49	3,5
75KB	75	800	1020	5500	96	70	32	1010	760	1050	4600	110	295	185	1,27	3,36	5,2
100KB	100	1000	1220	5000	150	80	40	1220	960	1240	4100	110	315	205	1,80	4,75	6,3
125KB	125	1000	1220	6000	150	80	40	1220	960	1240	5100	110	315	205	2,20	5,70	8,8
150KB	150	1200	1450	5000	210	100	50	1420	1150	1440	4100	130	355	235	2,64	6,82	10,5
250KB	250	1400	1650	5500	312	125	50	1620	1250	1650	4600	130	4058	235	3,64	10,8	16,3

Додаток В

Переохолоджувачі

Двохтрубний переохолоджувач, який складається з двох секцій, показано на рис. В.1, а будову подвійних труб – на рис. В.2, [2, с. 151]

Для виготовлення такого переохолоджувача застосовуються суцільно витягнуті сталеві труби. Зовнішні труби мають діаметр 57 x 3 мм, внутрішні – 38 x 3,5 мм. Кінці зовнішніх труб підключуються і потім приварюються до внутрішніх. Пара холодильного агента поступає в між трубний кільцевий простір зверху, а рідкий агент відводиться знизу. Перехід з одного міжтрубного кільцевого простору до другого здійснюється за допомогою приварених з'єднувальних патрубків, які розташовані по кінцях труб. Для кращого стоку конденсату труби мають невеликий ухил за напрямом руху агента.

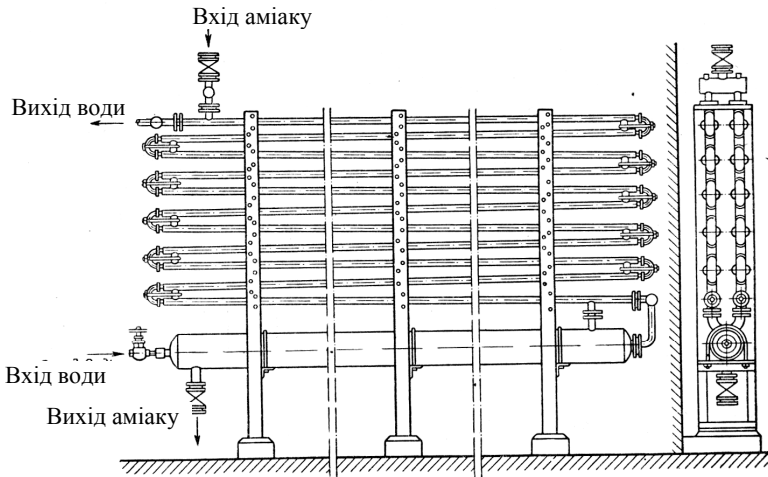


Рис. В.1. Протитечійний переохолоджувач з подвійних труб

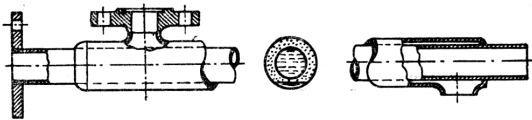


Рис. В.2. Верхня подвійна труба протитечійного переохолоджувача

продовження додатка В

Вода в переохолоджувач поступає знизу по внутрішнім трубам. Вони сполучаються чавунними калачами на гумових прокладках. Швидкість води в таких переохолоджувачах підтримується 0,8...1,0 м/с.

Протитечієний двотрубний переохолоджувач в нижній частині має горизонтальну циліндричну посудину, яка слугує для накопичення рідкого холодильного агента і називається ресивером.

В протитечієних переохолоджувачах забезпечується інтенсивна теплопередача. Коефіцієнт теплопередачі становить 900...1000 Вт/(м²·К). Висока теплопередача досягається завдяки протитечії між холодильним агентом і водою, а також достатньо великій швидкості води в переохолоджувачі.

Таблиця В.1

Основні розміри протитечієних двотрубних переохолоджувачів

Поверхня охолодження, м ²	Кількість, шт		Діаметр аміачних патрубків, мм		Діаметр водяних патрубків, мм	Розміри переохолоджувачів, мм			Маса, кг
	секцій	труб в одній секції	вхід	вихід		довжина	ширина	висота	
3,9	1	8	32	32	32	5200	300	1600	386
4,9	1	10	32	32	32	5200	300	1750	486
5,85	1	12	32	32	32	5200	300	1910	550
6,8	1	14	32	32	32	5200	300	2070	630
7,8	1	16	32	32	32	5200	300	2220	711
9,8	2	10	38	38	50	5200	450	2220	935
11,7	2	12	38	38	50	5200	450	2360	1125
13,6	2	14	50	50	50	5200	450	2520	1250
15,6	2	16	50	50	50	5200	450	2670	1420

Відвід рідкого холодильного агента з теплообмінної поверхні недостатній, тому міжтрубний простір нижніх труб частково заповнений конденсатом і внаслідок цього теплопередача в них погіршується.

ДОДАТОК Д

Охолоджуючі радіатори (батареї)

Холодильні камери охолоджуються за допомогою радіаторів – теплообмінних апаратів, в яких холодоносії або киплячий холодильний агент віднімає теплоту безпосередньо від повітря при його природній циркуляції в приміщенні. Охолоджуючі радіатори класифікують : а) за конструкцією охолоджуючої поверхні – на ребристі з навивними і пластинчастими ребрами, гладкотрубні і панельні; б) за охолоджуючим середовищем – розсільні, аміачні, фреонові; в) за розташуванням – стельові і пристінні [3, с. 66-70; 5, с. 215-223].

В теперішній час використовують аміачні радіатори з оребрених труб. Заміна гладких радіаторів ребристими дозволяє скоротити витрату труб приблизно в три рази і значно зменшити їх габаритні розміри.

Радіатори з оребрених труб проектують з окремих секцій. Радіатори уніфіковані для аміаку і розсолу, виконуються зі сталевих гарячекатаних труб діаметром 38 x 2,5 мм, оребрених поперечно-спіралью навитою сталеву стрічкою розмірами 45 x 0,8 мм і кроком 30 і 20 мм. Площа зовнішньої поверхні на 1 м труби становить 1,5...2 м²/м, а коефіцієнт оребрення $\beta = 10...14,4$. Після складання секції піддають гарячому цинкуванню.

За стандартом сталеві секції оребрених радіаторів виготовляють шести типів: одноколекторні СК; змієвикові головні СЗГ; змієвикові хвостові СЗХ; секції середні СС; секції змієвикові СЗ; секції двоколекторні С2К. Схеми секцій приведені на рис. Д.1., а їх технічні характеристики – в табл. Д.1.

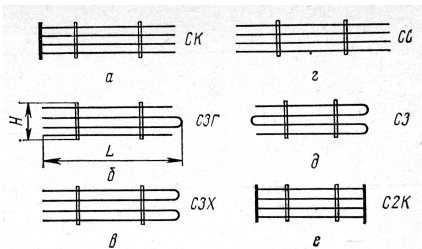


Рис. Д.1. Схеми стандартних секцій охолоджуваних радіаторів (батареї): а) одноколекторні СК; б) змієвикові головні СЗГ; в) змієвикові хвостові СЗХ; г) секції середні СС; д) секції змієвикові СЗ; е) секції двоколекторні С2К

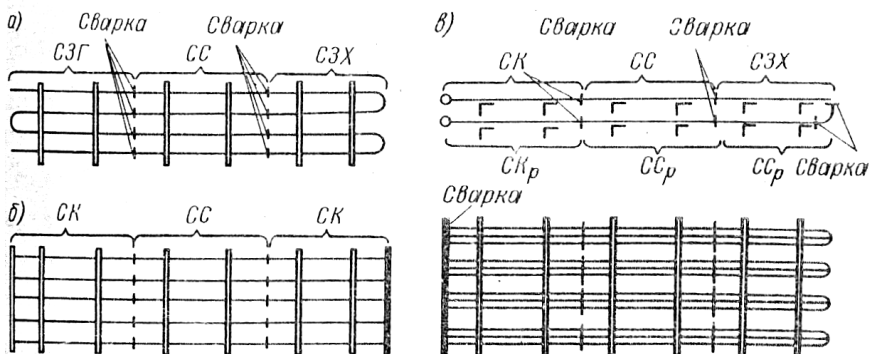
На рис. Д.2 приведені приклади компонування охолоджуючих радіаторів із стандартних секцій. Існує три типи охолоджуючих радіаторів: колекторні однорядні пристінні і стелеві; змієвикові пристінні і стелеві, колекторні однорядні стелеві зі збільшеним кроком труб (позначені індексом р). При компонуванні розсольних і аміачних радіаторів загальна довжина шланга не повинна перевищувати 80...100 м. Швидкість

продовження додатка Д
руху рідини в радіаторах приймають рівною 0,4...0,5 м/с, а в магістра-
лях не більше 1...2 м/с. [18, с. 21].

Таблиця Д. 1

Стандартні радіатори і їх секції [5, с. 218]

Тип секції	Умовні по- значення	Розміри, мм			Кількість труб	$F_{\text{н}}, (\text{м}^2)$ при S_p , мм		Маса (кг) при S_p , мм	
		Дов- жина	Ви- сота	Крок труб		20	30	20	30
Одноколе- кторні	СК	2750	640	160	4	16,85	11,7	94,4	74,2
			960	160	6	25,10	17,5	136,2	110,6
			1280	320	4	16,85	11,7	102,7	82,6
Змієвикові голови	СЗГ	2750	640	160	4	16,85	11,7	90,4	70,7
			960	160	6	25,10	17,5	136,3	105,5
Змієвикові хвостові	СЗХ	2750	640	160	4	16,85	11,7	90,4	70,7
			960	160	6	25,10	17,5	136,3	105,5
Середні	СС	3000	640	160	4	18,40	12,7	98,2	76,1
		4250	960	160	6	39,00	27,0	209,0	162,0
		6000	1280	320	4	39,90	25,3	212,0	167,0
Змієвикові	СЗ	2000	640	160	4	9,15	6,4	68,0	52,6
		4250	960	160	6	39,1	27,1	212,0	162,0
Двохколе- кторні	С2К	2000	640	160	4	9,15	6,4	74,8	60,0
		4250	960	160	6	39,1	27,1	219,0	173,0



Коефіцієнти теплопередачі камерних радіаторів без урахування шару інею для труб з навитими ребрами наведені в таблиці Д.2.

Таблиця Д.2

Коефіцієнти теплопередачі сталевих радіаторів
з навитими ребрами k , Вт/(м²·К), при $\theta = 10^\circ\text{C}$ [5, с. 222]

Радіатор	Параметри повітря в камері		k
	$t_{\text{пов}}, ^\circ\text{C}$	φ_θ	
Стелеві конструкції Ш.Н.Кобулашвілі	0	0,85	6,0
	18	0,95	4,8
Пристінний: п'ятитрубний	0	0,85	6,0
	18	0,95	3,8
десятитрубний	0	0,85	4,5
	18	0,95	3,6
п'ятнадцятитрубний	0	0,85	4,4
	18	0,95	3,4

ДОДАТОК Е

Герметичні насоси типу ХГ (ЦНГ)

Насоси цього типу одноступінчасті, за винятком насоса ЦНГ-70, який випускається заводом в одно-, двох- і трьохступінчастому виконанні в залежності від потрібного напору [7, с. 123-128]. Робоче колесо насоса і ротор електродвигуна закріплені на одному валу і становлять загальний ротор, який розвантажений від осьового зусилля. Ці насоси герметичні, тобто не мають зовнішніх сальників і не дають витікання робочої рідини в приміщення. Охолодження електродвигуна, змащування підшипників ковзання і п'яти здійснюється перекачуваною рідиною. Проточна частина насосів виконана з нержавіючої сталі.

Електронасоси призначені для перекачування малов'язких (до $10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$) хімічно активних речовин, які вміщують тверді домішки (до 0,2% за масою) розміром до 0,2 мм. Температура перекачуваної рідини повинна бути не більше 100°C і не менше -40°C . Температура зовнішньої поверхні корпусу електродвигуна в найбільш нагрітих місцях не повинна перевищувати 140°C . Електронасоси виготовляють у вибуховозахищеному виконанні ВЗГ і встановлюють в приміщенні усіх класів.

При роботі насоса тиск на всмоктуванні повинен бути більше атмосферного, але не більше 2,05 МПа. В системах з підпором більшим 30 кПа, тиск на всмоктуванні контролюють електроконтактним манометром, який вимикає електронасос при пониженні підпору. В системах з підпором меншим 30 кПа, контролюють наявність рідини в порожнині корпусу сигналізатором рівня, який вимикає електронасос при пониженні рівня. Температуру робочої рідини контролюють за допомогою датчика дистанційного термометра, який встановлено в задній кришці електронасоса. Технічні параметри насосів типу ХГ наведені в таблиці Е.1 [7, с. 176-177].

Габаритні і приєднувальні розміри електронасосів ЦНГ-68, ЦНГ-69, ЦНГ-71 дані на рис. Е.1 і в таблиці Е.2, а електронасоса ЦНГ-70М на рис.Е.2.

Електронасос типу ХГ, рис. Е.3, складається з насосної частини і електродвигуна. Насосна частина являє собою відцентровий насос, який складається з робочого колеса 3, що закріплено шпонкою 4 і гвинтом 1 на консольному кінці вала 14 ротора двигуна, і корпусу 2, де розташовані всмоктувальний і нагнітальний патрубки.

продовження додатка Е

Таблиця Е.1

Технічні дані електронасосів типу ХГ (ЦНГ) [7, с. 176-177]]

Насос	Подача, $10^3 \text{ м}^3/\text{с}$	Напір, м	Частота обертання ротора хв. ⁻¹	Номінальна потужність на валу двигуна, кВт	Допустимий кавітаційний запас, м	Густина перекачуваної рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$	Температура перекачуваної рідини, °С	Габаритні розміри насоса, мм			Маса, кг
								Дов- жи-на	Ши- ри-на	Висо- та	
1,5ХГ-6(К,Е)-2,8-2 (ЦНГ-70М1)	2,2	18	2900	2,8	2,5	1000	от -40 до 100	730	340	350	175
1,5ХГ-6х2(К,Е)-2,8-2 (ЦНГ-70М2)	2,2	35	2900	2,8	2,5	1000	от -40 до 100	773	340	350	192
1,5ХГ-6х3(К,Е)-2,8-2 (ЦНГ-70М3)	2,2	53	2900	2,8	2,5	1000	от -40 до 100	830	345	350	208
2ХГ-5(К,Е)-4,5-2 (ЦНГ-68)	5,6	44	2900	4,5	3,5	1000	от -40 до 100	740	340	350	170
3ХГ-6(К,Е)-14-2 (ЦНГ-69)	12,5	54	2900	14,0	4,0	1000	от -40 до 100	865	340	420	300
4ХГ-12(К,Е)-14-2 (ЦНГ-71)	25,0	33	2900	14,0	5,0	1000	от -40 до 100	850	340	475	330
ЦНГ-131	11,2	25	2800	10,0	5,0	1300	от -70 до 50	910	475	415	280
1,5ХГ-3-К-2,8-4	2,2	53	2900	2,8	2,0	1000	от -40 до 50	730	410	350	140
2ХГ-3-к-14-5	5,6	88	2900	14,0	3,0	1000	от -50 до 100	865	450	450	285
2ХГ-5(К,Е)-4,5-1	5,6	44	2900	4,5	3,5	1000	от -40 до 50	740	340	350	160

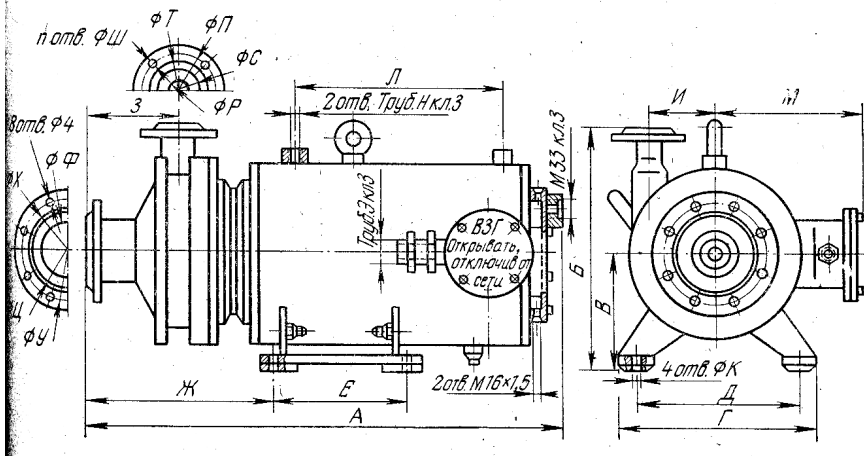


Рис. Е.1. Габаритні і приєднувальні розміри електронасосів ЦНГ-68, ЦНГ-69, ЦНГ-71

Таблица Е.2

Габаритні і приєднувальні розміри електронасосів, мм

Насосы	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>Е</i>	<i>Ж</i>	<i>З</i>	<i>И</i>	<i>К</i>	<i>Л</i>	<i>М</i>
ЦНГ-68	750	350	150	355	290	230	270	114	115	18	364	280
ЦНГ-69	880	420	190	380	300	250	328	141	130	22	364	280
ЦНГ-71	865	436	190	380	300	250	314	130	130	22	364	280

Продовження таблиці Е.2

Насос	H	Π	P	C	T	Y	Φ	X	Π	$Ч$	Π
ЦНГ-68	3/4	125	50	72	88	460	80	121	105	18	18
ЦНГ-69	3/4	125	50	72	88	160	80	121	105	18	18
ЦНГ-71	3/4	145	70	94	110	190	100	150	128	22	18

Корпус насоса закріплений на щиті 5 двигуна гайками 33 через герметизуючу фторопластову прокладку 34.

Статор 15 двигуна являє собою осереддя з електротехнічної сталі з обмоткою, яке запресоване в сталеву станину зварної конструкції. До кілець 30 корпусу станини 9 приварена обичайка 16, що створює сорочку, в якій розміщується змійовик 12 зі сталеві (X17H13M2T) труби.

Для герметизації статора і його обмотки відносно внутрішньої порожнини двигуна, яка заповнена робочою рідиною, в розточці статора встановлена тонкостінна гільза, що приварена герметичним швом до втулок підшипникових щитів 5 і 22.

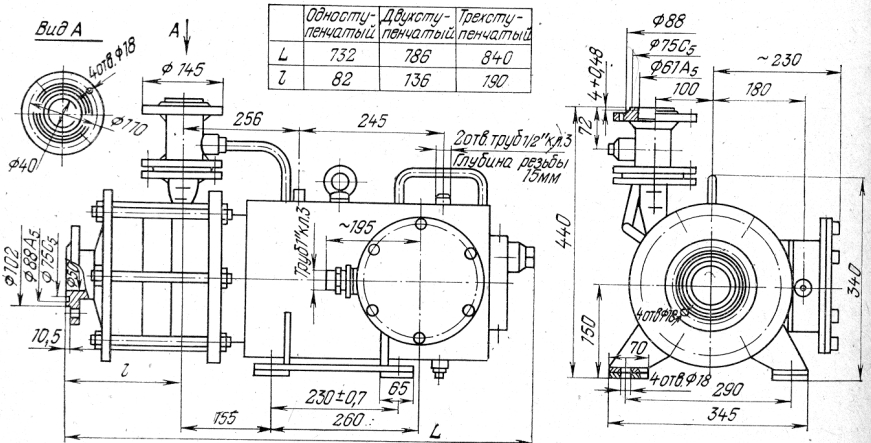


Рис. Е.2. Габаритні розміри електронасосів ЦНГ-70М

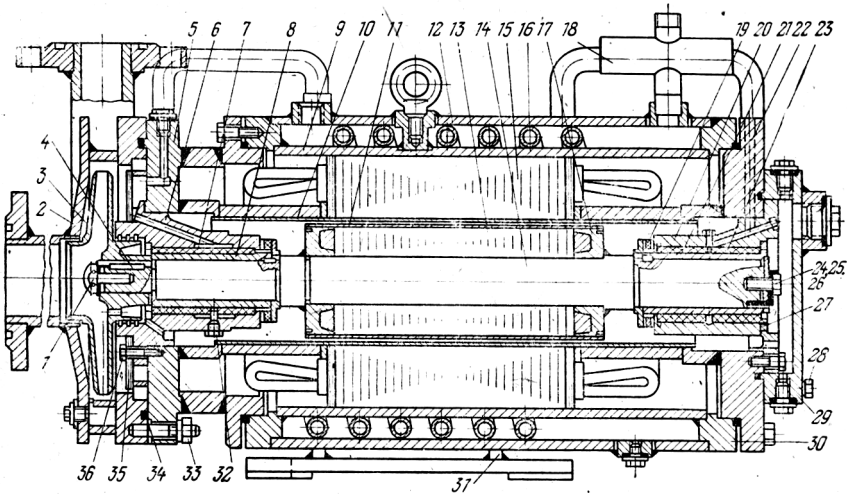


Рис. Е.3. Електронасос типу ХГ:

- 1 – гвинт; 2 – корпус насоса; 3 – робоче колесо; 4 – шпонка; 5 – щит; 6 – корпус підшипника; 7 – вкладиш; 8 – втулка; 9 – станина; 10, 11 – гільзи; 12 – змійовик; 13 – ротор; 14 – вал ротора; 15 – статор; 16 – обичайка; 17 – кільце натискне; 18 – кришка коробки виводів; 19 – п'ята; 20 – корпус підшипника; 21 – втулка; 22 – щит; 23 – вкладиш; 24 – шайба; 25 – гвинт; 26 – шайба; 27 – гайка; 28 – болт; 29 – кришка; 30 – кільце; 31 – лапа; 32 – стопорний гвинт; 33 – гайка; 34 – прокладка; 35 – фільтр; 36 – болт

продовження додатка Е

Між насосною частиною і електродвигуном розміщено сітчастий фільтр, який призначений для захисту порожнини ротора і підшипникових вузлів від потрапляння випадкових твердих частинок з перекачуваної рідини. Для розвантаження насоса від осьового зусилля робоче колесо має розвантажувальні отвори та додаткові ущільнення.

Ротор електродвигуна короткозамкнений. Для герметизації осередку ротора і алюмінієвої обмотки з метою захисту їх від дії перекачуваної рідини натискні кільця 17 ротора приварені до валу 14, а на зовнішній діаметр пакету одягнута тонкостінна гільза 11, яка приварена герметичним швом до натискних кілець. Невеликі осьові зусилля, які виникають на роторі, сприймаються п'ятами 19 з фторопласту, що встановлені на валу між корпусами підшипників і фланцями.

Перекачувана рідина поступає у всмоктувальну камеру 1, рис Е.4, і через робоче колесо 2 в нагнітальну порожнину 3.

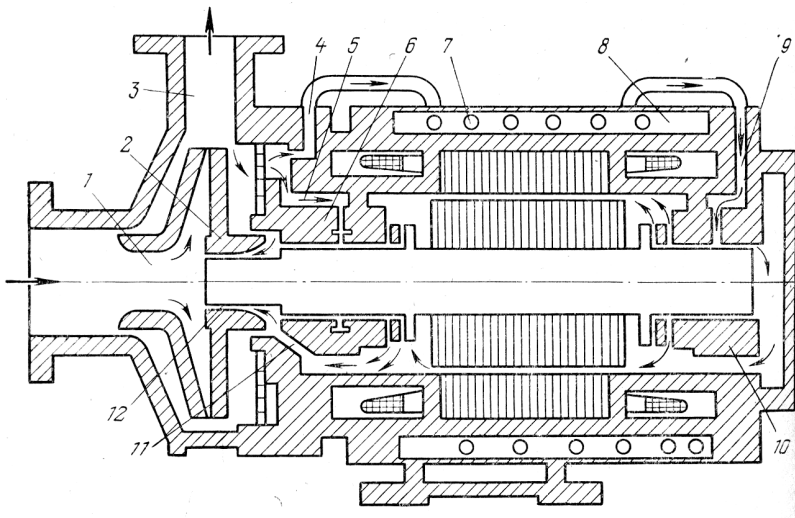


Рис. Е.4. Схема змащування і охолодження насоса типу ХГ:

- 1 – всмоктувальна камера; 2 – робоче колесо; 3 – нагнітальна порожнина; 4, 5, 9, 11 – канали; 6 – корпус; 7 – змійовик; 8 – охолоджуюча сорочка; 10 – підшипник; 12 – отвір робочого колеса

Частина перекачуваної рідини з нагнітальної порожнини через канал 4 в підшипниковому щиті, змійовик 7, канал в одинарному підшипниковому щиті 10 омиває ротор і внутрішню порожнину статора і через канали 11 в кінці підшипника 6 і отвір 12 в робочому колесі повертається в порожнину всмоктування 1 насоса.

Друга частина рідини через канал 5 в корпусі 6 підшипника потрапляє в підшипник і повертається через отвір 12 робочого колеса в порожнину всмоктування.

ДОДАТОК Ж

Поршневі компресори

Таблиця Ж.1

Характеристики аміачних поршневих компресорів [2, с. 53]

Марка	Тип	Число циліндрів	Хід поршня	Діаметр циліндра	Число обертів	Об'єм, що описаний поршнем	Холодопродуктивність	
							при $t_o = -10^\circ$	при $t_o = -15^\circ$
			мм	мм	об/хв	м ³ /год	кДж/год	
2АУ	УП	2	80	80	500	24,3	41870	33500
					720	35,0	66990	50240
					960	46,5	83740	62800
4АУ-8	УП	4	80	80	720	70	125610	100490
					960	93	167480	133980
1АВ	ВП	2	110	110	500	62,8	125610	100490
					720	90,4	188410	150730
2АВ-15	ВП	2	140	150	480	142,5	272150	209350
					720	214,0	418700	314020
4АУ-15	УП	4	140	150	480	285,0	544310	418700
					720	428,0	837400	628050
2АВ-27	УП	2	250	270	360	618,0	1256100	942070
					480	824,0	1674800	1256100
3АГ	ГД	1	550	450	167	1708,8	3349600	2512200
4АГ	ГД	2	550	450	167	3417,6	6699200	5024400

В аміачних холодильних установках застосовують наступні конструкції поршневих компресорів:

- а) горизонтальні подвійної дії (тип ГД);
- б) вертикальні прямотечійні багатциліндрові простої дії (тип ВП);
- в) вертикальні непрямотечійні простої дії (тип В);
- г) прямотечійні з кутовим розташуванням циліндрів (У-подібні, тип УП).

Компресори підбирають за холодопродуктивністю Q_o , кДж/год в кількості одного або двох.

Для приклада на рис. Ж.1 наведений загальний вигляд компресора 1АВ.

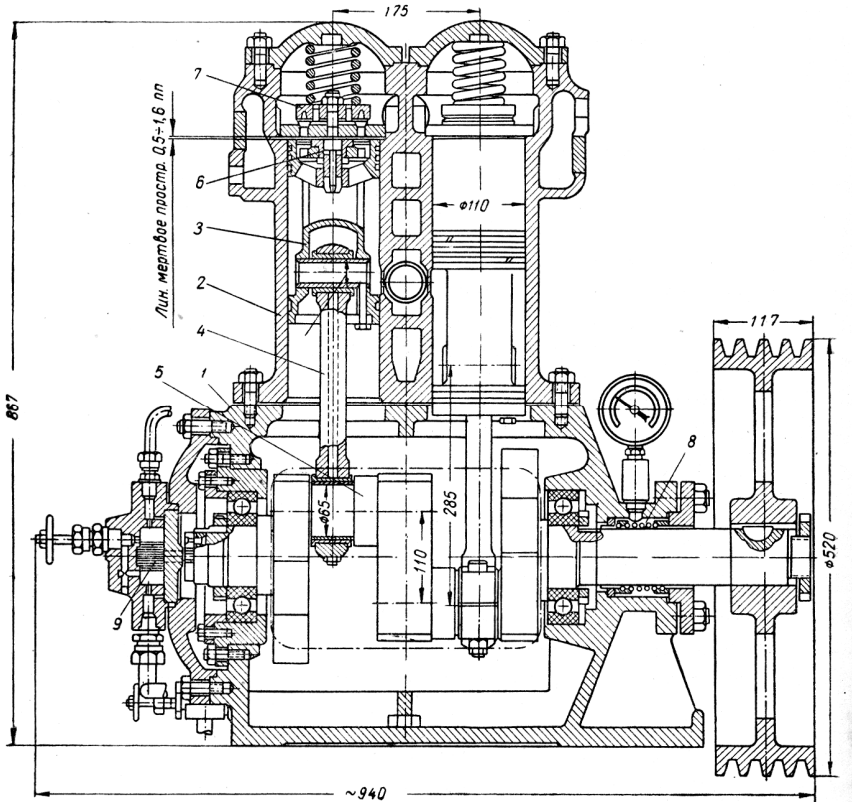


Рис. Ж.1. Загальний вигляд компресора 1AB:

1 – картер; 2 – циліндри; 3 – поршні; 4 – шатуни; 5 – колінчастий вал; 6 – всмоктувальні клапани; 7 – нагнітальні клапани; 8 – сальник; 9 – масляний насос

ДОДАТОК К

МАСЛОВІДДІЛЮВАЧІ І МАСЛОЗБІРНИКИ

Масловідділювачі є буферною ємністю, яка уповільнює пульсацію потоку пари холодильного агента в нагнітальному трубопроводі безпосередньо за компресором. За принципом дії масловідділювачі поділяються на два основних типи: промивні (барботажні) і інерційні [3, с. 79].

В промивних масловідділювачах пара, яка поступає з компресора, проходить (барботує) через шар рідкого холодильного агента, охолоджується внаслідок випаровування частини рідини і звільняється від масла, яке в ній вміщується. В масловідділювачах цього типу забезпечується високий ступінь відділення масла (до 85-90%), тому що в шарі рідкого холодильного агента не тільки затримуються краплі масла, але й конденсується пара масла. Масло осідає в нижній частині масловідділювача. Рівень рідини підтримується неперервним її надходженням з конденсатора або ресивера.

В масловідділювачах другого типу відбувається інерційне відділення масляних крапель, густина яких значно перевищує густину пари холодильного агента. Відділення масла виникає в результаті різкої зміни напрямку потоку пари або під дією відцентрової сили. В інерційних масловідділювачах відділяється тільки краплинне масло, а його пара виноситься разом з парою холодильного агента.

Промивні масловідділювачі мають ряд суттєвих недоліків: більші розміри і металоємність; необхідність занурення відносно конденсатора в середньому на 1,5 м для забезпечення живлення рідким холодильним агентом; складність повернення масла в картер компресора із-за переміщення рівня розділу аміаку і масла. Тому незважаючи на меншу ефективність інерційних масловідділювачів, що мають ступінь відділення масла до 80 %, вони знаходять більш широке використання. Масло з масловідділювачів, якщо не передбачено автоматичний перепуск його в картер компресора, необхідно періодично перепускати у маслозбірник. Випуск масла безпосередньо з масловідділювача Правилами безпечної експлуатації забороняється.

В інерційних масловідділювачах типу *М*, рис. К.1, відділення масляних крапель в циклоні під дією відцентрових сил поєднується з відділенням масла при різкій зміні напрямку руху потоку.

Пара з компресора поступає патрубком 1, проходить через металеву сітчасту насадку 4, яка сприяє укрупненню крапель масла,

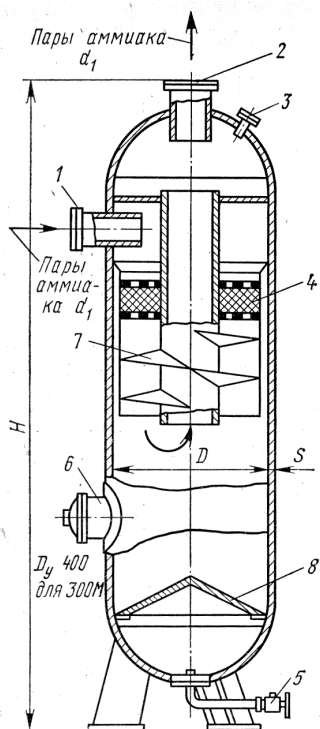


Рис. К.1. Аміачний інерційний масловідділювач типу М:

1 – патрубок для вводу парів аміаку; 2 – патрубок для виходу парів аміаку; 3 – патрубок для запобіжного клапана; 4 – рукав з сітчастий з дроту діаметром 0,3 мм; 5 – вентиль для спуску масла; 6 – люк ($D_y = 400$ мм); 7 – циклон; 8 – перегородка з отвором.

тальному трубопроводі при зупинці компресора. Основні розміри масловідділювачів наведені в таблиці К.2.

Промивні масловідділювачі добирають за діаметром приєднувальних штуцерів. Швидкість пари в апараті не повинна перевищувати 0,8...1 м/с.

Маслозбірники слугують для зливу масла з апаратів холодильної установки і наступного видалення його з системи.

продовження додатка К і потрапляє в циклонний пристрій 7, де потік отримує обертальний рух. В циклоні під дією відцентрової сили краплі масла відкидаються до внутрішньої поверхні корпусу масловідділювача і осідають на ній, утворюючи повільно стікаючу плівку.

Далі потік пари змінює напрям і виходить з масловідділювача через верхній патрубок 2. Перегородка 8 попереджує винесення масла, яке скупчилося в нижній частині масловідділювача, потоком пари. Технічні характеристики масловідділювачів типу М наведені в таблиці К.1.

В промивних масловідділювачах типу ОММ, рис. К.2, пара холодильного агента з компресора у внутрішню трубу, вихід з якої знаходиться на 125...150 мм нижче рівня рідини в апараті. До нижньої перфорованої частини труби приварена пластина, що забезпечує рівномірний радіальний вихід пари під шар рідкого холодильного агента. Встановлені в верхній частині масловідділювача перфоровані відбійні конуси дозволяють зменшити винесення рідини з масловідділювача. В верхній частині труби передбачено зрівнювальний отвір, який необхідний для вирівнювання тисків в порожнині масловідділювача і в нагнітальному трубопроводі при зупинці компресора. Основні розміри масловідділювачів наведені в таблиці К.2.

продовження додатка К

Таблиця К.1

Аміачні інерційні масловідділювачі типу М [3, с. 81]

Марка	Розміри, мм			Маса, кг	Ємність, м ³
	$D \times s$	H	d_1		
50М	257x8	1228	50	98	0,05
80М	307x9	1351	80	139	0,078
100М	408x9	1800	100	224	0,174
125М	500x6	2185	125	245	0,32
150М	600x8	2292	150	403	0,78
200М	700x8	2749	200	532	0,83
300М	1200x12	3996	300	1804	3,67

Таблиця К.2

Аміачні промивні масловідділювачі типу ОММ [3, с. 81]

Марка	Розміри, мм				Діаметри умовного проходу, мм		Ємність, м ³	Маса, кг
	$D \times s$	H	h_1	h_2	d_1	d_2		
50ОММ	257x8	1535	700	610	50	20	0,05	87
80ОММ	307x9	1570	700	605	80	20	0,078	125
100ОММ	406x9	1850	750	680	100	25	0,174	223
125ОММ	500x6	2125	880	785	125	25	0,32	275
150ОММ	600x8	2650	810	750	150	25	0,78	359
200ОММ	700x8	2750	880	830	200	25	0,83	520
300ОММ	1200x12	3980	1520	1040	300	32	3,67	2060

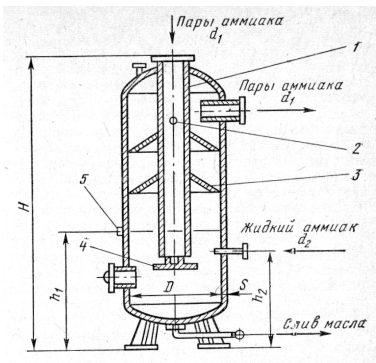


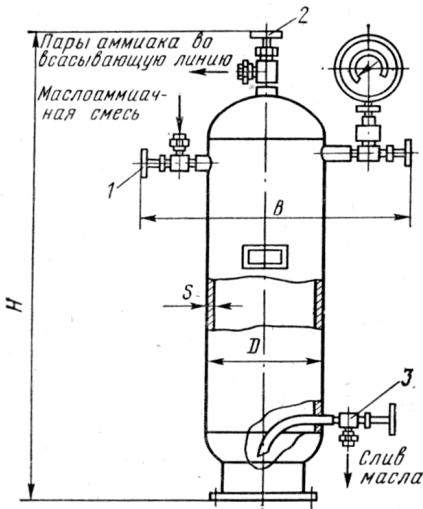
Рис. К.2. Промивний аміачний масловідділювач: 1 – вхідна труба; 2 – зрівноважу вальний отвір; 3 – конусний відбійник; 4 – пластина; 5 – відмітка рівня аміаку

Застосування маслосбірників дозволяє зменшити втрати холодильного агента і підвищити безпеку роботи при видаленні масла з системи. В процесі експлуатації холодильної установки масло з масловідділювачів періодично перепускають в маслосбірник. Випуск масла безпосередньо з апаратів і посудин Правилами безпечної експлуатації холодильних установок заборонений. З маслосбірників масло випускають при тисках близьких до атмосферного.

Розміри маслосбірників типу СМ наведені в таблиці К.3.

Аміачні маслозбірники типу *СМ* [3, с. 82]

Марка	Розміри, мм			Діаметр умовного проходу вентилів, мм	Ємність, м ³	Маса, кг
	$D \times s$	H	B			
150 <i>СМ</i>	$159 \times 4,5$	770	600	10	0,008	18,5
300 <i>СМ</i>	325×9	1270	765	10	0,057	92



Маслозбірники випробовують на міцність водою – тиск 2,25 МПа і на щільність повітрям – тиск 1,76 МПа.

Рис. К.3 Аміачний маслозбірник:

1 – вентиль для входу масло-аміачної суміші; 2 – вентиль для відсмоктування парів аміаку; 3 – вентиль для випуску масла

ДОДАТОК Л

РЕСИВЕРИ

В холодильних установках ресивери слугують ємністю для рідкого холодильного агента. В залежності від функцій, які виконують ресивери в холодильних установках з різними технологічними схемами живлення випарної системи, розрізняють лінійні, дренажні, циркуляційні і захисні.

Лінійні ресивери слугують для компенсації різниці в заповненні випарного обладнання рідиною при зміні теплового навантаження, вивільняють конденсатор від рідини, яка омертвляє теплообмінну поверхню, а також утримує необхідний запас холодильного агента для компенсації витікань в холодильній установці. Крім того, постійно підтримуваний в лінійному ресивері рівень холодильного агента слугує гідравлічним затвором, який перешкоджає перетіканню в випарники пари високого тиску. Лінійні ресивери встановлюють між конденсатором і регулюючим вентилем.

Конструкція уніфікованих горизонтальних аміачних ресиверів показана на рис. Л.1.

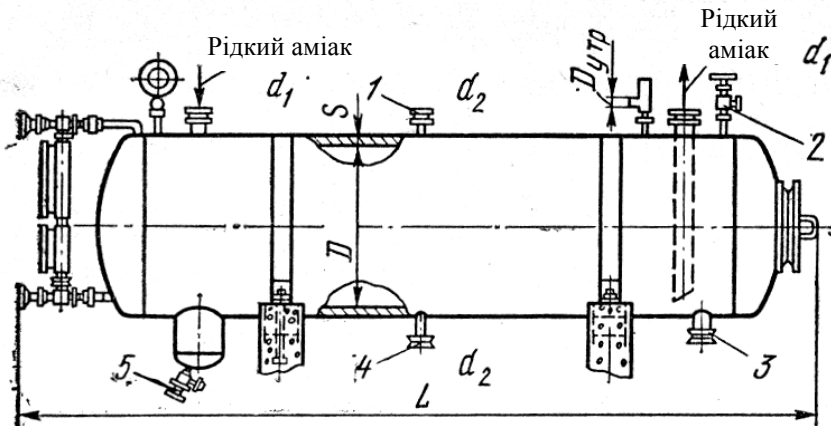


Рис. Л.1. Аміачний горизонтальний ресивер типу РД:

1 – патрубок для зрівнювальної лінії за парою; 2 – вентиль для випуску повітря ($D_y = 6$ мм); 3 – патрубок для рідини для циркуляційного насоса ($D_y = 80$ мм); 4 – патрубок для рідини до приладу; 5 – вентиль для випускання масла ($D_y = 10$ мм)

Ресивери РД можна використовувати як лінійні, циркуляційні і захисні.

продовження додатка Л

Таблиця Л.1

Аміачні ресивери горизонтального типу [3, с. 85]

Марка	Розміри, мм		Діаметри умовного проходу штуцерів, мм			Ємність, м ³	Маса, кг
	$D \times s$	L	d_1	d_2	$D_{умр}$		
0,75 РД	600×6	3020	32	25	Труб ½"	0,771	340
1,5РД	800×8	3610	50	25	Труб ½"	1,651	670
2,5РД	800×8	5610	50	25	Труб ½"	2,497	990
3,5РД	1000×8	4680	65	32	Труб 1"	3,409	1160
5РД	1200×10	5370	65	32	Труб 1"	5,579	1835

ДОДАТОК М

ПОВІТРОВІДЛЮВАЧІ

Повітровідділювач системи інж. Кобулашвілі

Конструкція повітровідділювача показана на рис. М.1.

Цей повітровідділювач складається з чотирьох труб, які розміщені одна в одній. Холодильний агент від регулюючого вентиля проходить по внутрішній трубі, звідки зогнутим коліном переходить в міжтрубний простір і виходить через патрубок 3 в випарну систему [2, с. 233].

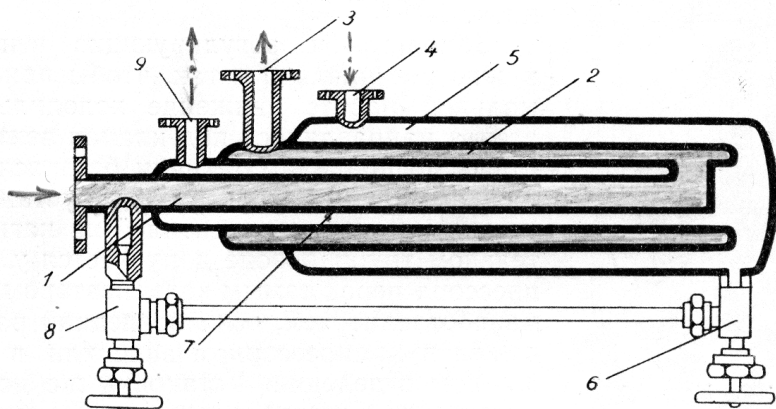


Рис. М.1. Повітровідділювач системи інж. Кобулашвілі:

1 – внутрішня труба; 2. внутрішній міжтрубний простір; 3 – вихід рідкого аміаку; 4 – вхід суміші повітря і аміаку з конденсатора; 5 – зовнішній міжтрубний простір; 6 і 8 – вентилі; 9 випуск повітря.

Суміш холодильного агента і повітря з конденсатора через вентиль 4 проходить в зовнішньому міжтрубному просторі 5, в якому відбувається її охолодження і часткова конденсація холодильного агента, якій стікає в нижню частину до вентилу 6. Охолоджена суміш холодильного агента і повітря поступає у внутрішній міжтрубний простір 7. Цей простір має невеликі розміри і охолоджується з обох боків холодильним агентом. Суміш охолоджується майже до температури рідкого аміаку. При цьому відбувається конденсація холодильного агента і виділення повітря і несконденсованих газів. Отриманий в міжтрубному просторі 7 рідкий агент стікає до вентилу 6. При відкритті вентилів 6 і 8 зібраний рідкий агент перетікає у внутрішню трубу і звідти – в випарну систему. Повітря і несконденсовані гази, які очищені від холодильного агента, випускаються через вентиль 9 у

продовження додатка М
скляну посудину, яка наповнена водою. Втрати холодильного агента в повітрявідділювачі незначні.

Повітровідділювач встановлюється на рідинному трубопроводі між регулюючим вентиляем і випарною системою.

Повітровідділювач ВТ 1

В цьому повітровідділювачі, рис. М.2, пароводяна суміш поступає у вузький (до 10 мм) кільцевий міжтрубний простір [3, с.88].

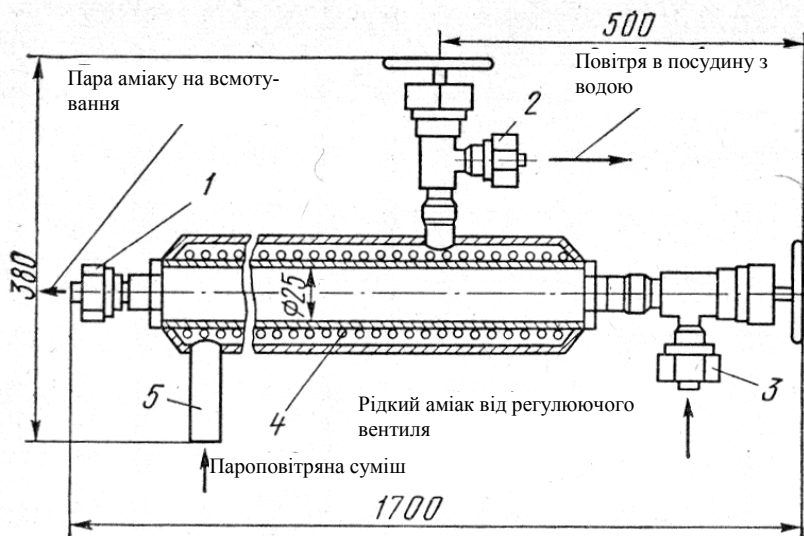


Рис. М.2. Повітровідділювач двохтрубний аміачний ВТ-1:

1 – штуцер для виходу пари на всмоктування ($D_y = 10$ мм); 2 – вентиль ($D_y = 6$ мм) для випуску повітря в посудину з водою; 3 – вентиль ($D_y = 6$ мм) для рідкого аміаку від регулюючого вентиля; 4 – дріт; 5 – штуцер ($D_y = 30$ мм) для входу пароповітряної суміші

Стикаючись з холодною поверхнею внутрішньої труби, суміш охолоджується, і значна частина холодильного агента конденсується, а та, що залишилася, випускається з повітрявідділювача. Конденсат відводиться по тій же трубі, по якій поступає в повітровідділювач пароповітряна суміш.

У внутрішню трубу від регулюючого вентиля поступає рідкий холодильний агент, який, випаровуючись, охолоджує пароповітряну суміш в міжтрубному просторі. Пара холодильного агента, що при цьому утворилася, з внутрішньої труби відсмоктується в трубопровід між

продовження додатка М
випарною системою і відокремлювачем рідини. Для більш ефективного охолодження пароповітряної суміші зовнішню поверхню пристрою ізолюють, а для покращення тепловіддачі від внутрішньої труби на її зовнішню поверхню навивають дріт.

З аміачного повітрявідділювача повітря випускають у посудину під рівень води. Періодично, в міру насичення води холодильним агентом, воду в посудині замінюють.

ДОДАТОК Н

БРУДОЗБІРНИКИ

Схема брудозбірника наведена на рис Н.1.

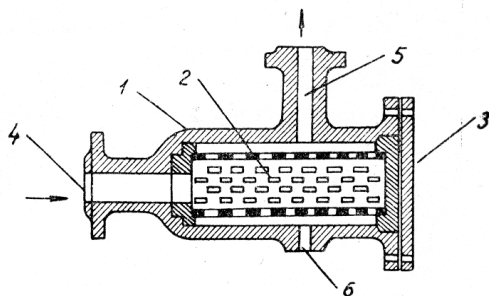


Рис. Н.1. Брудозбірник:

1 – корпус; 2 – сітка; 3 – кришка; 4 – вхід аміаку; 5 – вихід аміаку; 6 – отвір для манометра

Брудозбірник має металевий корпус 1, в який встановлюється подвійна металева сітка або дві одинарні сітки. В цьому випадку перша сітка дрібна з дроту, а друга – крупніша з листової сталі [2, с. 230].

На корпусі є два патруб-ка для входу 4 і виходу 5 холодильного агента. Вони розташовані під кутом 90°. Пара холодильного агента, яка засмоктується компресором з випарної системи, проходить через сітку, після чого потрапляє в циліндр компресора. Усі механічні домішки затримуються сіткою, яку періодично чистять. З торцевої сторони брудозбірника є глухий фланець 3, який укріплений болтами. Для очищення знімають глухий фланець і виймають сітки. Трубопровід при цьому не розбирають. Перед розбиранням брудозбірника забезпечують відвід парів холодильного агенту.

Розміри брудозбірників наведені в таблицях Н.1 і Н.2.

Таблиця Н.1

Брудозбірники чавунні [2, с. 231]

Діаметр умовного проходу, мм	Довжина, мм	Висота H , мм	Маса, кг
38	372	271	16
50	372	289	21
65	394	325	27
76	430	350	33

продовження додатка Н

Таблиця Н.2

Брудозбірники сталеві зварні [2, с. 231]

Діаметр умовного проходу, мм	Діаметр вхідного патрубка, мм	Довжина, мм	Висота H , мм	Маса, кг
100	76	531	380	65
125	100	710	384	65
150	125	624	448	100
200	200	746	498	139

ДОДАТОК П

РЕГУЛЮЮЧІ КЛАПАНИ

Схема двохсідлового регулюючого клапана показана на рис. П.1.

Повний хід штоку відповідає і зміні тиску в пневматичній камері від 0,02 до 0,1 МПа. Для підвищення точності спрацьовування і стабільності характеристики застосовують позиціонер, який забезпечує пропорційність переміщення штоку регулюючого клапана тиску повітря.

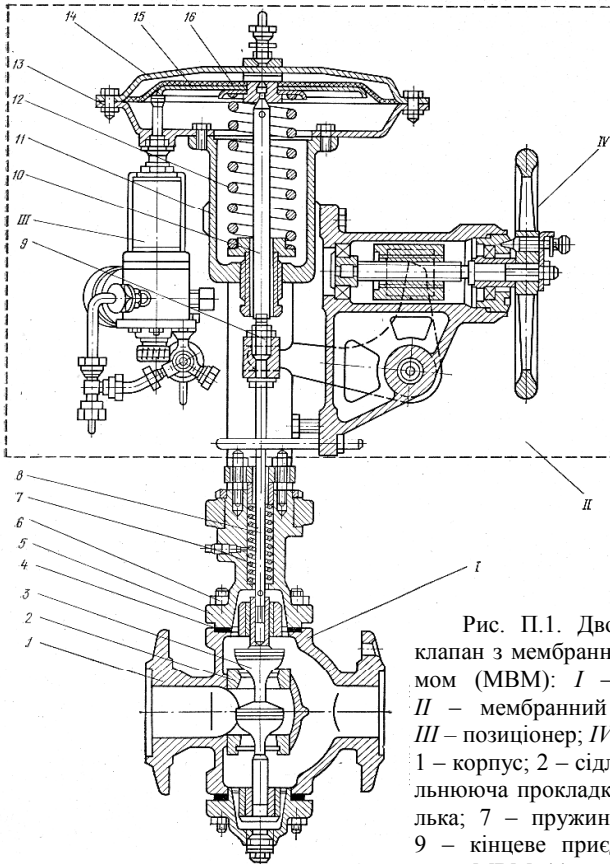


Рис. П.1. Двохсідловий регулюючий клапан з мембранним виконавчим механізмом (МВМ): *I* – дросельний пристрій; *II* – мембранний виконавчий механізм; *III* – позиціонер; *IV* – ручний дублер:
1 – корпус; 2 – сідло; 3 – плунжер; 4 – ущільнююча прокладка; 5 – кришка; 6 – шпилька; 7 – пружина; 8 – шток плунжера; 9 – кінцеве присіднання; 10 – вихідний шток МВМ; 11 – корпус МВМ

12 – пружина МВМ; 13 – нижня половина коробки; 14 – верхня половина коробки;
15 – торілки; 16 – мембрана

продовження додатка П

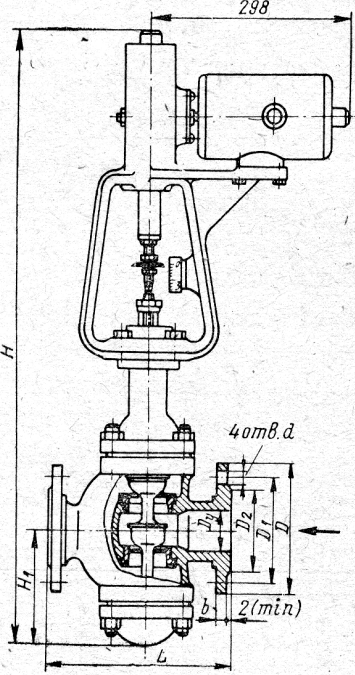
Таблица П.1

Габаритні розміри і маса регулюючих клапанів
25с2нж (НО) і 25с4нж (НЗ) [8, с. 119]

	D_y	L	H	H_1	D_3
	мм	мм			
	15	130	700	105	260
	20	150	700	105	260
	25	160	710	110	260
	40	200	870	135	320
	80	310	1060	200	400
	D_y	$K_{V_{90}}$	$K_{V_{60}}$	Маса, кг	
	мм	м ³ /ГОД			
	15	4	2,5	24,5	
	20	6,3	4	25	
	25	10	6,3	25,8	
	40	25	16	42,5	
	80	100	63	81,1	

Таблиця П.2

Габаритні розміри і маса регулюючих клапанів
25ч931НЖ (НО) [8, с. 119]

	D , мм	L	H	H_1	K_{Vy}	K_{V60}	Маса (з ЕВМ), кг
	мм			$м^3/год$			
	15	130	638	80	6,3	4	25
	20	150	638	103	10	6,3	28
	25	160	675	110	16	10	29
	32	180	733	133	25	16	32
	40	200	755	140	40	25	37
	50	230	756	141	63	40	38
	65	290	925	205	100	63	50
	80	310	947	217	160	100	62

ДОДАТОК Р

ЗАПОБІЖНІ КЛАПАНИ

Конструкція повнопідйомного клапана (кресл. УФ55023) показана на рис. Р.1, а основні технічні характеристики клапанів з різними діаметрами умовного проходу приведені в табл. Р.1.

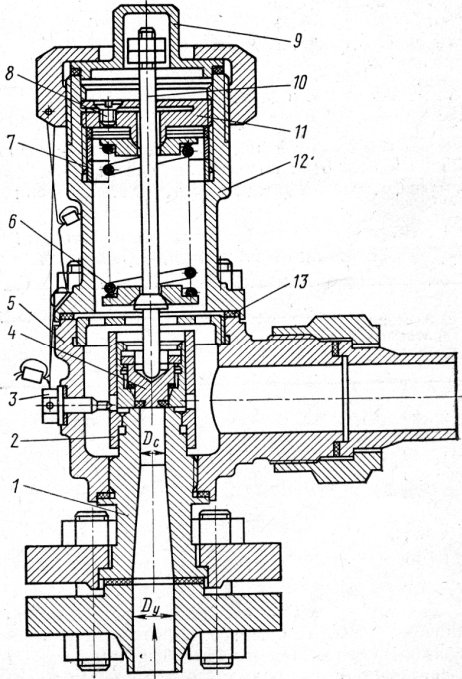


Рис. Р.1. Клапан запобіжний повно підйомний (кресл. УФ55023):

1 – сідло; 2 – напрямна втулка; 3 – стопорний гвинт; 4 – золотник; 5 – корпус; 6 – пружина; 7 – обмежувальна втулка; 8 – гвинт; 9 – кришка; 10 – шток; 11 – регулююча гайка; 12 – стакан; 13 – гумова прокладка

при розрахунковому тиску в посудині або трубопроводі клапан був герметичним. Конструкція клапана забезпечує повне відкриття в випадку перевищення розрахункового тиску в посудині або трубопроводі не більше ніж на 15% в діапазоні тисків від 0,5 до 6,0 МПа і на 0,05 МПа при тисках нижче 0,3 МПа.

Запобіжний клапан є врівноваженою системою, в якій зусилля від пружини в незначній мірі перевищує силу тиску робочого середовища. В зв'язку з цією обставиною забезпечення герметичності запобіжних клапанів при роботі грає важливу роль. Це дуже важливо для в холодильних машинах і установках, де витікання середовища через закритий клапан призводить до втрати цінного холодильного агента і виведення машини або установки з ладу.

При доборі запобіжного клапана необхідно враховувати діапазон робочих тисків, на які можливо налагодити клапан, при цьому розрахунковий тиск посудини (апарата) або трубопроводу повинен знаходитися всередині діапазону налагодження клапана. Налагоджують клапан таким чином, щоб

Таблиця Р.1

Запобіжні клапани (кресл. 55023) [3, с. 104]

Показники	Діаметр вхідного патрубку D_v , мм				
	15	25	32	40	50
Діаметр прохідного отвору в сидлі D_{cs} , мм	10	16	20	25	32
Робочий тиск $p_p = p_{розр. посуд}$ (діапазон настрювання), МПа	0,9...4				
Температура, °С робочого середовища оточуючого середовища	-20...+100 -40 +65				
Відносна вологість при температурі 35° С	До 98				
Вакуумна щільність по відношенню до зовнішнього середовища, МПа	-0,0994				
Надлишковий тиск на виході з клапана, МПа	0,05				
Тиск повного відкриття, не більше зворотної посадки, не менше	1,15 p_p 0,8 p_p				
Допустимий степінь герметичності в затворі (в 10 ⁻⁶ м ³ /хв) при температурі оточуючого середовища, °С від -20 до +65 від -40 до -20	0 0,2	0 0,7	0 1,0	0 1,5	0 2,0
Коефіцієнт пропускної здатності K_{Vmax}	2,3	6,0	10,2	16	26
Коефіцієнт витрати α , не менше	0,6	0,6	0,65	0,65	0,65

Таблиця Р.2

Показник адіабати k для аміаку NH₃ [24, с. 40]

Найменування	Хімічна формула	Температура, °С	Показник адіабати, k
Аміак	NH ₃	15	1,31
		100	1,28
		300	1,319

Таблиця Р.3

Значення коефіцієнта B [24, с. 38]

p_2/p_1	Значення коефіцієнта B при показнику адиабати k						
	1,0	1,135	1,24	1,3	1,4	1,66	2,0
0	0,429	0,449	0,464	0,472	0,484	0,513	0,544
0,04	0,438	0,459	0,474	0,482	0,494	0,524	0,556
0,08	0,448	0,469	0,484	0,492	0,505	0,535	0,568
0,12	0,457	0,479	0,495	0,503	0,516	0,547	0,580
0,16	0,468	0,490	0,506	0,515	0,528	0,559	0,594
0,2	0,479	0,502	0,519	0,527	0,541	0,573	0,609
0,24	0,492	0,515	0,546	0,541	0,555	0,588	0,624
0,28	0,505	0,529	0,552	0,556	0,570	0,604	0,641
0,32	0,520	0,545	0,563	0,572	0,587	0,622	0,660
0,36	0,536	0,562	0,580	0,590	0,605	0,641	0,680
0,4	0,553	0,580	0,598	0,609	0,625	0,662	0,702
0,44	0,573	0,600	0,620	0,630	0,647	0,685	0,727
0,48	0,594	0,622	0,643	0,654	0,671	0,711	0,753
0,50	0,606	0,635	0,656	0,667	0,685	0,725	0,765
0,52	0,619	0,648	0,669	0,681	0,699	0,739	0,777
0,54	0,632	0,662	0,684	0,696	0,714	0,752	0,789
0,56	0,636	0,677	0,699	0,711	0,729	0,765	0,800
0,58	0,662	0,697	0,715	0,726	0,743	0,778	0,811
0,60	0,678	0,710	0,730	0,741	0,757	0,790	0,822
0,62	0,675	0,726	0,745	0,756	0,771	0,802	0,833
0,64	0,712	0,742	0,760	0,770	0,785	0,814	0,843
0,66	0,729	0,758	0,775	0,784	0,798	0,826	0,853
0,68	0,748	0,773	0,790	0,798	0,811	0,838	0,863
0,72	0,780	0,803	0,818	0,826	0,837	0,860	0,883
0,76	0,812	0,833	0,846	0,852	0,862	0,882	0,901
0,8	0,845	0,862	0,873	0,878	0,886	0,903	0,916
0,84	0,877	0,891	0,899	0,904	0,910	0,924	0,936
0,88	0,908	0,919	0,925	0,929	0,933	0,944	0,953
0,92	0,939	0,946	0,951	0,953	0,956	0,963	0,969
0,96	0,970	0,973	0,976	0,977	0,978	0,982	0,985
1,00	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

ДОДАТОК С

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСІВ

Типорозмір насоса вибирають за максимальною необхідною подачею і напором насоса, користуючись зведеним графіком ділянок насосів $Q - H$, рис. С.1.

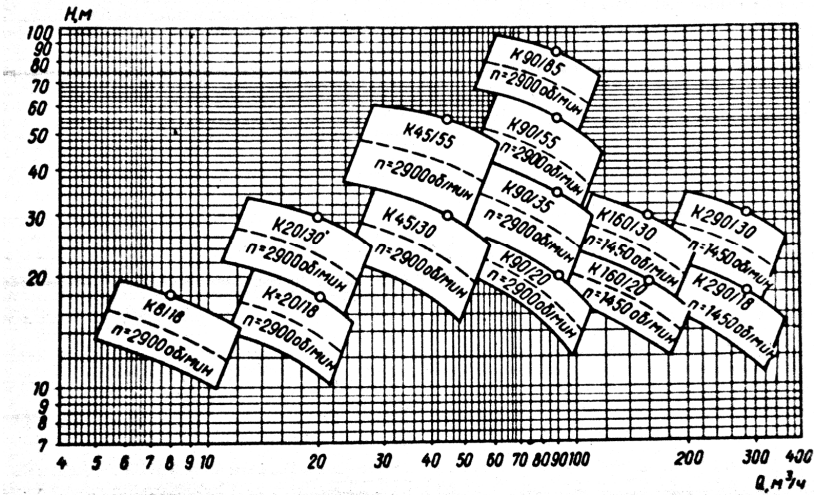


Рис. С.1. Поля використання консольних насосів $Q - H$

ДОДАТОК Т

ВЕНТИЛЯТОРНІ ГРАДИРНІ

Вентиляторні градирні будують з різними типами зрошувачів: *бризкальними, крапельними, плівковими і комбінованими*. За розташуванням вентиляторів розрізняють градирні *нагнітальні і відсмоктувальні*. В нагнітальних вентиляторів розташовують знизу, у відсмоктувальних – зверху. Нагнітальні градирні слугують для малих витрат води, а відсмоктувальні – для великих.

Розміщення вентилятора знизу дає можливість легко оглянути всі механізми і в випадку необхідності виконати ремонт. Але при цьому знижується ККД градирні, тому що частина теплого повітря засмоктується вентилятором знизу. При розміщенні вентилятора зверху явище рециркуляцій не спостерігається, проте при охолодженні засміченої води механізм і лопаті вентилятора швидко виходять з ладу.

Бризкальні вентиляторні градирні будують для малих витрат води. Вони являють собою розподільчу мережу з повернутими вниз головками сопел, яка огорожена з усіх боків за каркасом дерев'яною або металевою суцільною обшивкою.

Розрізняють баштові градирні, рис. Т.1, які обладнані вентиляторів великої продуктивності з використанням природної тяги повітря, і секційні, які складаються з ряду стандартних секцій, кожна з яких обслуговується окремим вентилятором, рис. Т.2, [21, с. 424].

В горловині башти градирень, рис. Т.1, над зрошувачем встановлюють великі вентилятори з діаметром лопатей від 10 до 20 м. Вентилятори приводяться в дію електродвигуном через редуктор і гідромуфту, яка слугує для зміни частоти обертання вентилятора. Зниженням частоти обертання при сприятливих метеорологічних умовах досягається скорочення витрати електроенергії на привод вентилятора.

Секційні вентиляторні градирні складаються з декількох прямокутних стандартних секцій, в які повітря заходить з однієї або двох сторін. Кожна секція обладнується відсмоктувальним або нагнітальним вентилятором з лопатями діаметром до 10 м і електроприводом. Вентилятори відсмоктувального типу, які встановлюються над зрошувачем, забезпечують більш рівномірний розподіл повітря в зрошувачі і, знаходячись в зоні теплого повітря, не обмерзають в зимовий період.

Нагнітальні вентилятори встановлюють на вхідному отворі градирні біля її основи.

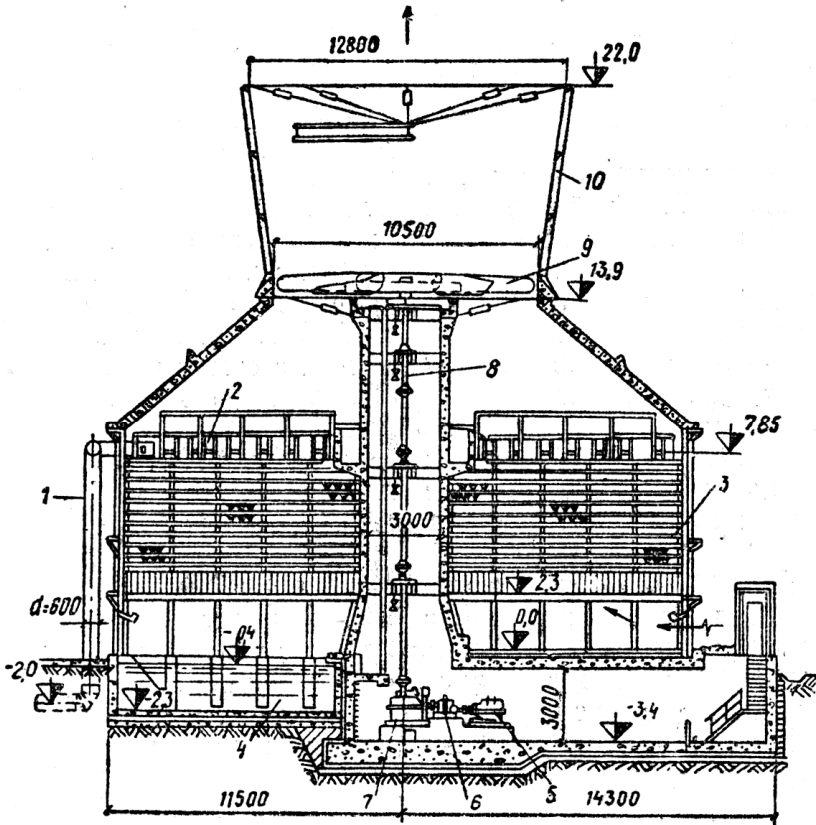


Рис. Т. 1. Вентиляторна градирня баштового типу:

1 – водопідвідна труба; 2 – водорозподільний пристрій; 3 – крапельно-плівковий зрошувач; 4 – водозбірний басейн; 5 – електродвигун вентилятора; 6 – гідромуфта; 7 – редуктор; 8 – вертикальний вал вентилятора; 9 – лопаті вентилятора; 10 – витяжна башта.

На рис. Т.2 показана вентиляторна шестисекційна градирня з крапельним зрошувачем, обладнана відсмоктувальними вентиляторами з діаметром лопатей 7 м. Розмір кожної секції в плані 12×12 м. Продуктивність градирні $12000 \text{ м}^3/\text{год}$ охолодженої води.

Змащування вентиляторів здійснюється мастильним агрегатом, який встановлений в спеціальному приміщенні поблизу градирні.

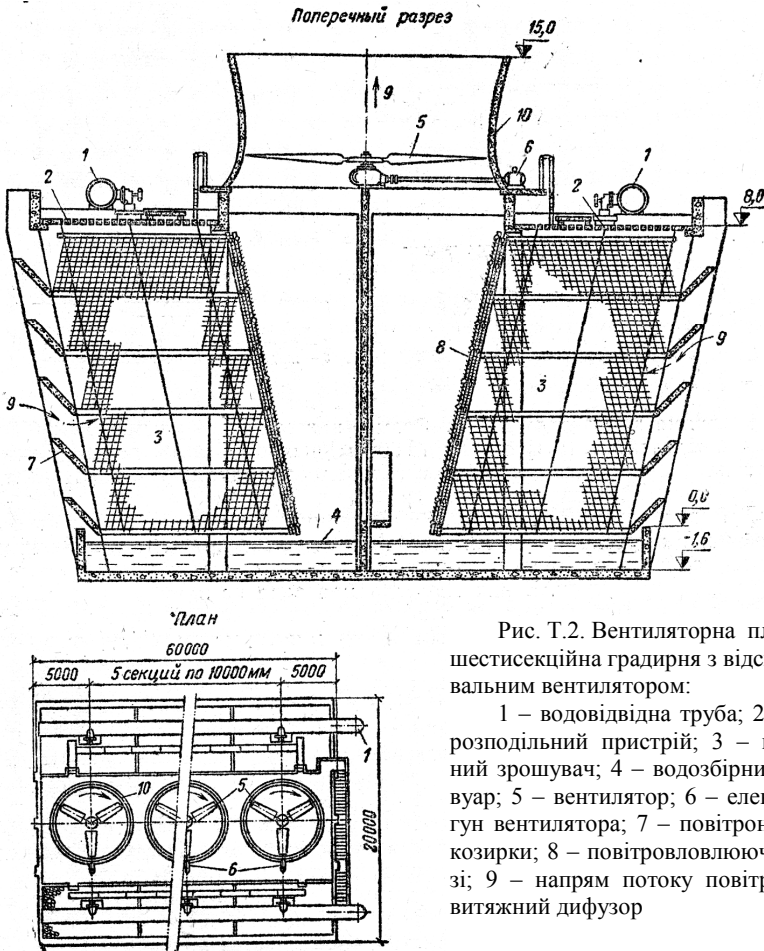


Рис. Т.2. Вентиляторна плівкова шестисекційна градирня з відсмоктувальним вентилятором:

1 – водовідвідна труба; 2 – водорозподільний пристрій; 3 – крапельний зрошувач; 4 – водозбірний резервуар; 5 – вентилятор; 6 – електродвигун вентилятора; 7 – повітрянапрямні козирки; 8 – повітровловлюючі жалюзі; 9 – напрям потоку повітря; 10 – витяжний дифузор

Крапельна градирня з нижнім розташуванням вентиляторів показана на рис. Т.3, а з верхнім розташуванням – на рис. Т.4. Вентиляторні градирні відрізняються порівняно високим і стійким ефектом охолодження води поза залежністю від погодних умов. Величина недоохолодження води до температури повітря за мокрим термометром в них доходить до $5...3^{\circ}\text{C}$. Вентиляторні градирні більш компактні, а за вартістю споруд більш економічні, ніж баштові для тих самих умов роботи. Вентиляторні градирні працюють при більш низьких напорах води в порівнянні з баштовими.

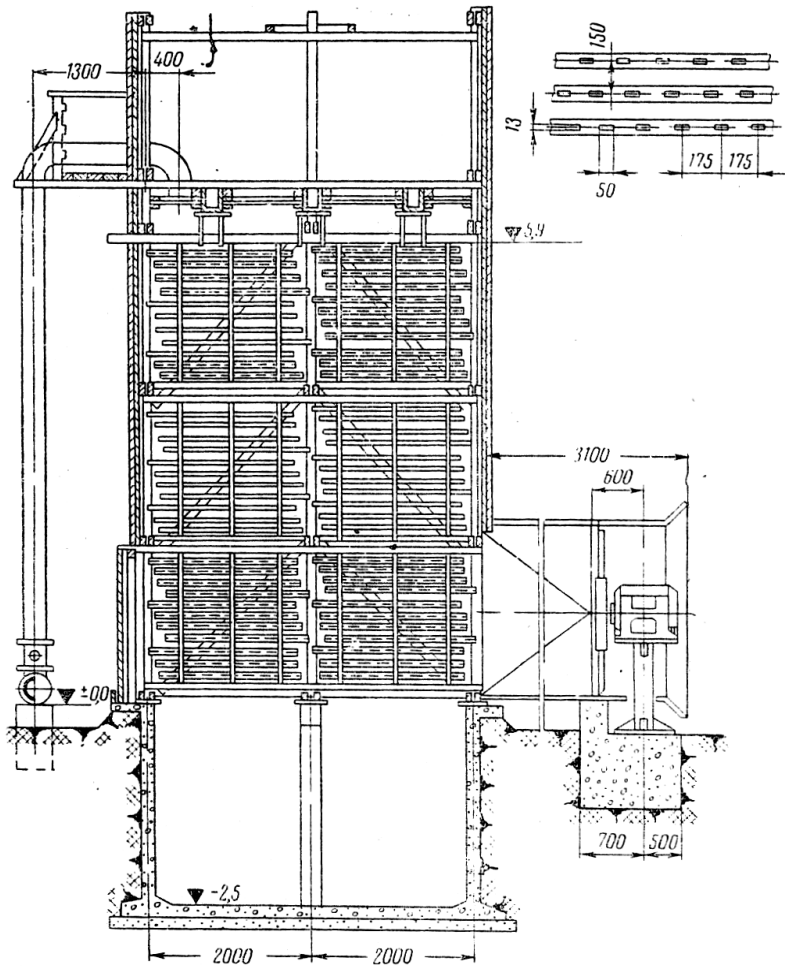


Рис. Т.3. Крапельна градирня з нижнім розташуванням вентилятора (площа зрошення однієї секції 16 м²)

Проте вентиляторні градирні, окрім витрати електроенергії на привод вентилятора, потребують постійного нагляду і догляду. Крім того, у градирень з нижнім розташуванням вентиляторів в зимовий період спостерігається обмерзання вхідних вікон і лопатей вентиляторів внаслідок можливої рециркуляції (при вітрі) теплого вологого повітря, яке виходить з градирні.

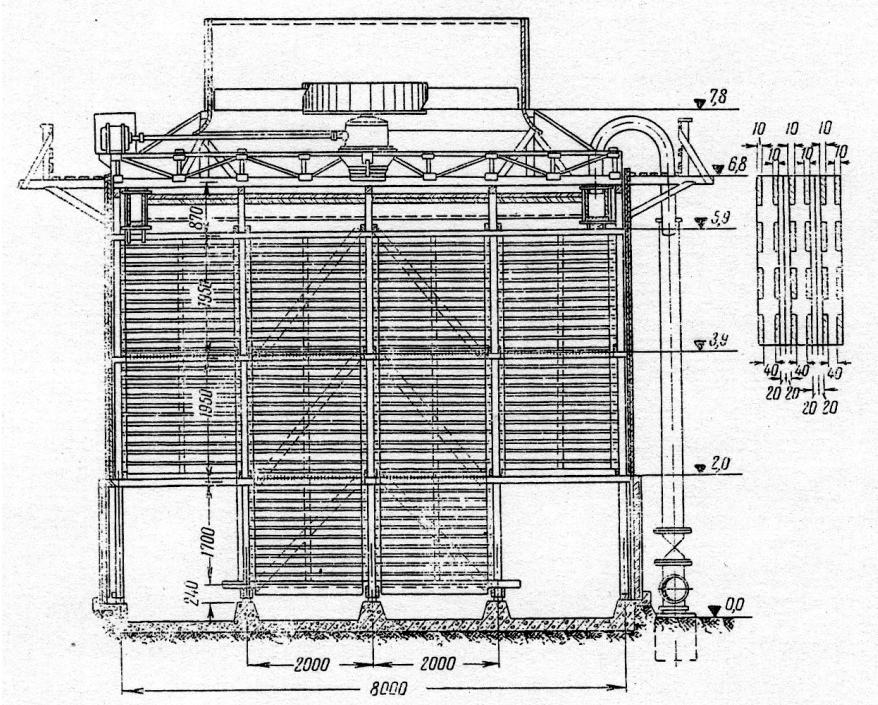


Рис. Т.4. Плівкова градирня з верхнім розміщенням вентилятора (площа однієї секції 64 м²)

В градирнях з верхнім розташуванням вентиляторів обмерзання вхідних вікон і лопатей вентиляторів не відбувається, тому що вологе повітря викидається вгору зі швидкості 7...12 м/с, що майже виключає можливість рециркуляції, а лопаті вентилятора постійно омивається теплим повітрям. Орієнтовно для градирень питоме гідравлічне навантаження приймається, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$, при зрошувачі: – плівковому 8...12; – крапельному 6...10; – бризкальному 5...6.

Подача повітря для секційних градирень становить 400...1400 тис. м³/год, статичний напір 11...17 мм вод. ст.

За схемами руху води і повітря вентиляторні градирні поділяються на протитечійні і поперечнотечійні. На рис. Т.5 наведена схема вентиляторної протитечійної градирні.

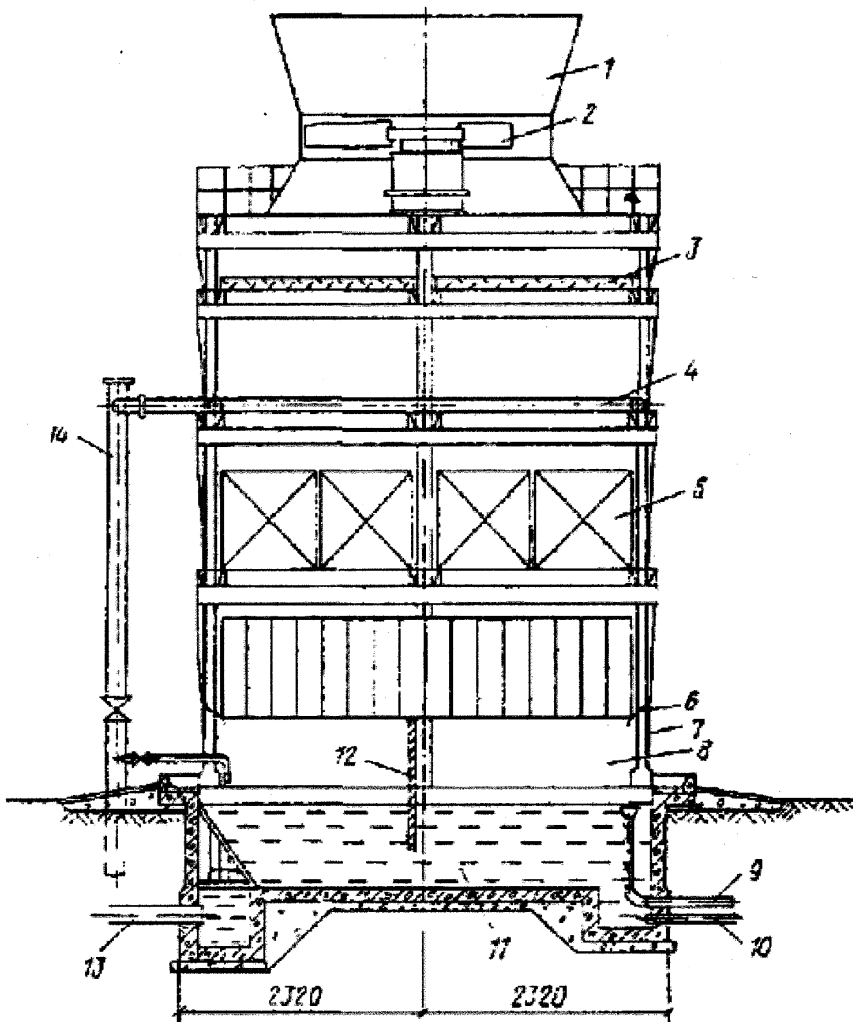


Рис. Т.5. Схема вентиляторної протитечійної градирні:

1 – дифузор; 2 – вентилятор; 3 – перехоплювач води; 4 – водорозподільна система; 5 – зрошувальний пристрій; 6 – повітрянапрямний козирок 7 – вікна для входу повітря; 8 – повітророзподільний простір; 9 – переливний водовід; 10 – брудовідвід; 11 – водозбірний басейн; 12 – вітрова перегородка; 13 – відвідний водовід; 14 – підвідний водовід

На рис. Т.6 показана схема поперечнотечійної градирня з відсмоктуванням повітря вентилятором:

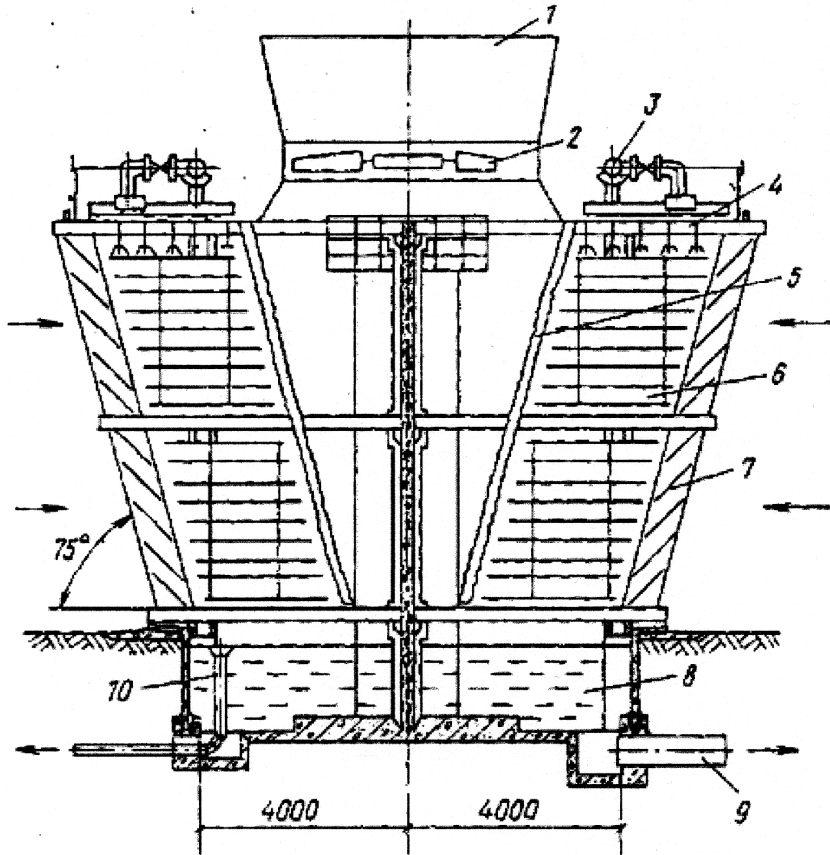


Рис. Т. 6. Схема поперечнотечійної градирні з відсмоктуванням повітря вентилятором:

1 – дифузор; 2 – вентилятор; 3 – підвідний водовід; 4 – водорозподільна система; 5 – перехоплювач води; 6 – зрошувальний пристрій; 7 – жалюзі; 8 – водозбірний басейн; 9 – відвідний водовід; 10 – переливний водовід

На рис. Т.7 наведена схема дванадцятигранної градирні. Схема крапельної поперечнотечійної градирні з витяжною вентиляцією показана на рис. Т.8. Схема поперечнотечійної градирні з нагнітанням повітря вентилятором дана на рис. Т.9. Секційна і поодинокі градирні конструкції СОЮЗВОДОКАНАЛПРОЕКТА показані на рис. Т.10 і Т.11, а малогабаритна градирня типу МП6(3) – на рис. Т.12.

Нагріта в конденсаторах вода під напором циркуляційного насоса подається в розподільчі жолоба або трубопроводи (з форсунками).

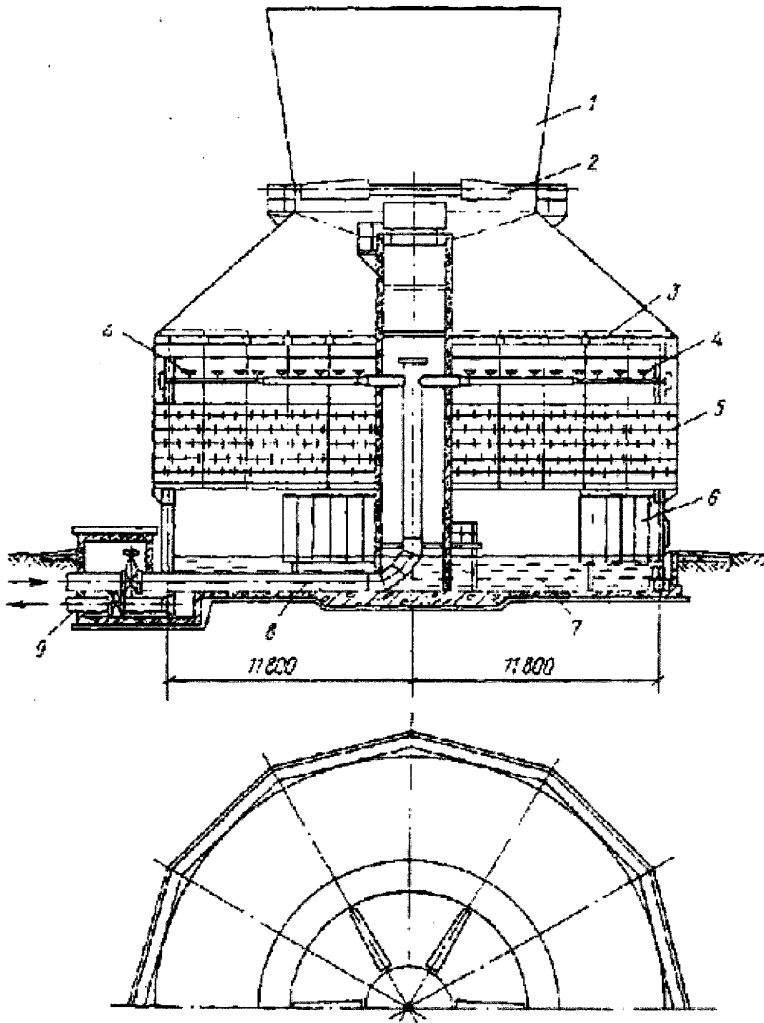


Рис. Т.7. Схема дванадцятигранної одно вентиляторної градирні площею 400 м^2 з вентилятором 1ВГ 104

З отворів в жолобах або трубопроводів вода вдаряє крупними струминами по розбризкуючим розеткам і далі, багаторазово подрібнюючись, стікає в вигляді дощу в збірний басейн.

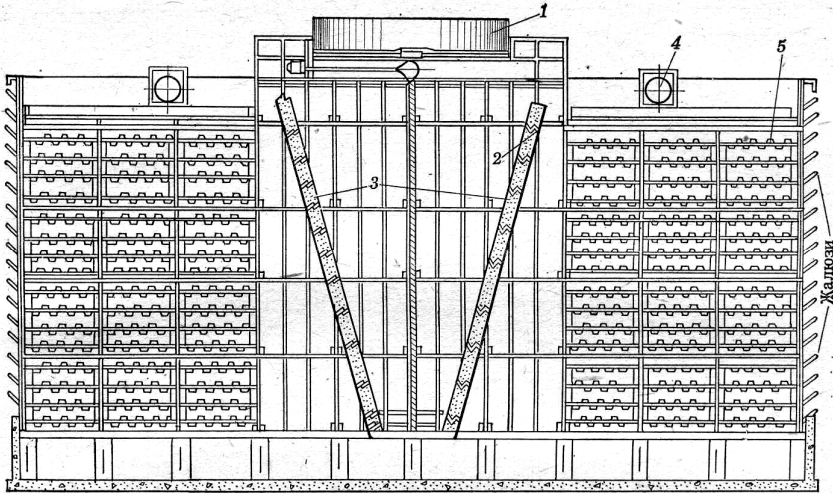


Рис. Т.8. Схема крапельної градирні з витяжною вентиляцією:

- 1 – вентилятор; 2 – рейки; 3 – водовідбійні стінки; 4 – труби для подачі води;
5 – лати, які утворюють горизонтальні канали для повітря

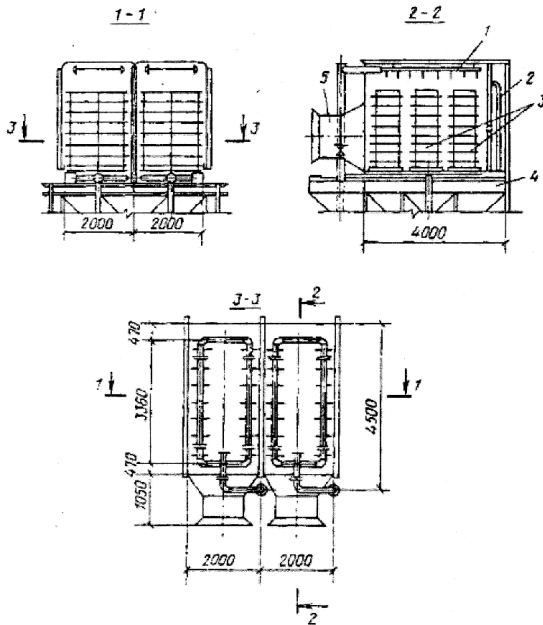


Рис. Т.9. Схема поперечнотечійної градирні з нагнітанням повітря вентилятором

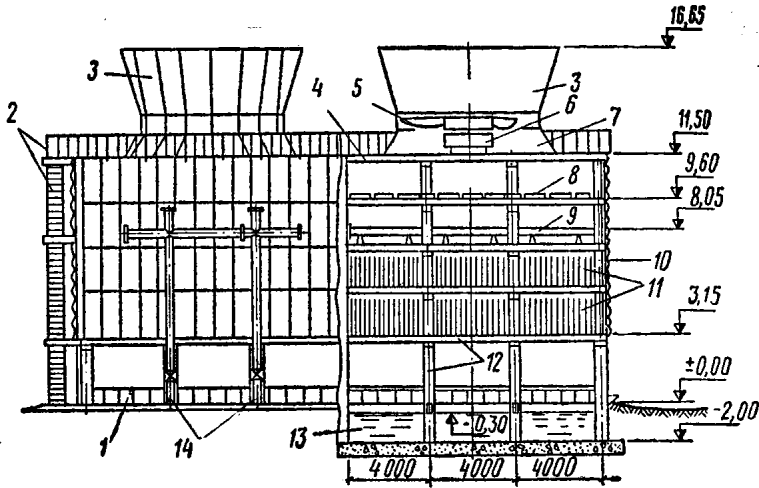


Рис. Т.10. Вентиляторна багатосекційна градирня зі збірних залізобетонних елементів конструкції СОЮЗВОДОКАНАЛПРОЕКТА:

1 – вхідні вікна; 2 – дробина і огороження; 3 – дифузор; 4 – перекриття; 5 – вентилятор 1BГ70; 6 – електродвигун серії BASV; 7 – конфузор; 8 – решітка для перехоплення води; 9 – водорозподільна система; 10 – обшивка; 11 – зрощувальні решітки; 12 – каркас; 13 – водозбірний басейн; 14 – підвідні трубопроводи

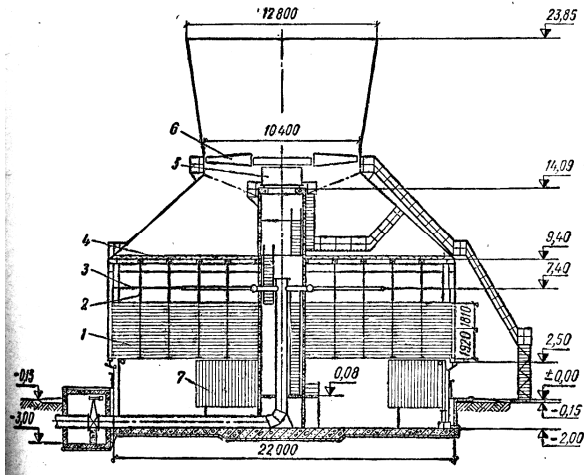


Рис. Т.11. Окремо розташована вентиляторна градирня $F=400 \text{ м}^2$ конструкції СОЮЗВОДОКАНАЛПРОЕКТА:

1 – блоки зрощувача; 2 – сталеві тяги; 3 – водорозподільна система; 4 – решітка для вловлювання води; 5 – електродвигун серії BASV; 6 – вентилятор 1BГ104; 7 – вітрова перегородка

продовження додатка Т

Назустріч потоку води рухається повітря, яке, відібравши теплоту від води, разом з парою витягується вентилятором в атмосферу.

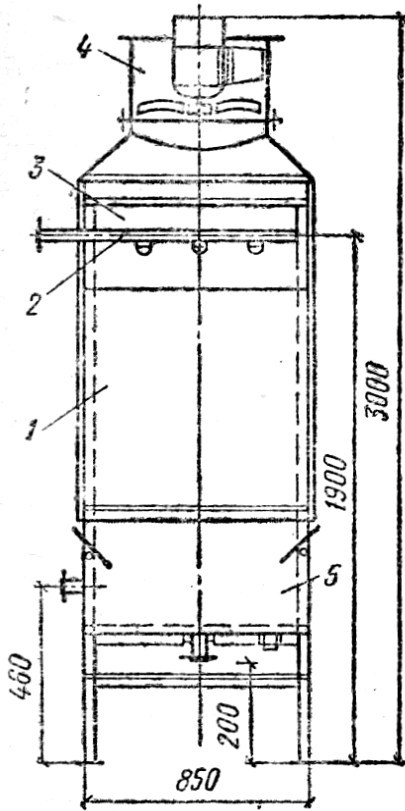


Рис. Т.12. Малогабаритна протитечій-на градирня типорозміру МГ-6(3): 1 – зрошувач; 2 – водорозподільна система з розбризкуючими соплами; 3 – решітки для вловлювання води; 4 – вентилятор О6-320-6 з електродвигуном А02-21-4Т; $n=1400$ об/хв; 5 – піддон

або збільшує живий переріз ґраток і відповідно знижує або збільшує опір руху повітря. Найбільш економічним за витратою матеріалів за опором є лати III і IV типів [19, с. 135]. При падінні крапель води з верхніх рейок на нижні утворюються факели дрібних бризок, які створюють велику поверхню дотику з повітрям [21, с. 418].

Зі збірного басейну вода самопливними каналами потрапляє в водозбірний колодязь, звідки циркуляційними насосами знову потрапляє в конденсатори.

В плівкових градирнях вода після розбризкуючих розеток стікає не по рейках, а по вертикальним або нахиленим щитам тонкою плівкою. Досвідом експлуатації встановлено, що плівкові градирні при рівному з крапельними градирнями ефекті охолодження спроможні мати приблизно в 2 рази більшу щільність зрошення (питоме навантаження) [27, с. 214].

В вентиляторних градирнях застосовують три типи зрошувальних пристроїв: крапельні, плівкові і бризкальні.

В крапельних градирнях найбільш широко застосовують зрошувальні пристрої, рис. Т.13, які являють собою систему ґраток з 3-4-гранних брусків з шаховим, ступінчастим або каскадним розміщенням. Висота ярусу 30...36 см; в протитечійному зрошувачі розміщують до 17...19 ярусів. Висота ярусів системи ґраток суттєвого значення не має; розташування ж брусків в плані (крок брусків) знижує

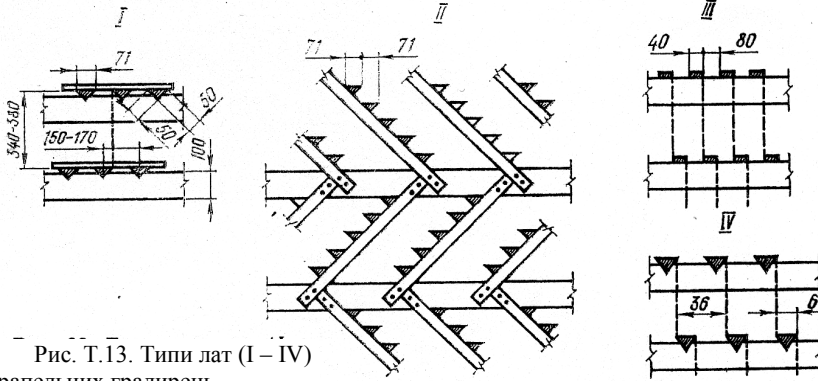


Рис. Т.13. Типи лат (I – IV) крапельних градирень

На рис. Т.15 представлені системи крапельного і крапельно-плівкового зрошування [28, с. 21].

Плівковий зрошувач складається з щитів, які встановлюються вертикально, рис. Т.11 б, або під кутом до 80° до горизонталі. Поверхнею щитів стікає вода, утворюючи плівку товщиною 0,3...0,5 мм. Щити виконують з окремих дощок, які розташовані горизонтально на деякій відстані один від одного. Застосовують і суцільні щити з добре змащуваних матеріалів, наприклад азбестоцементні пресовані листи товщиною 6...8 мм. Застосовують також зрошувачі комбіновані крапельно-плівкові, рис. Т.11 в [21, с. 41].

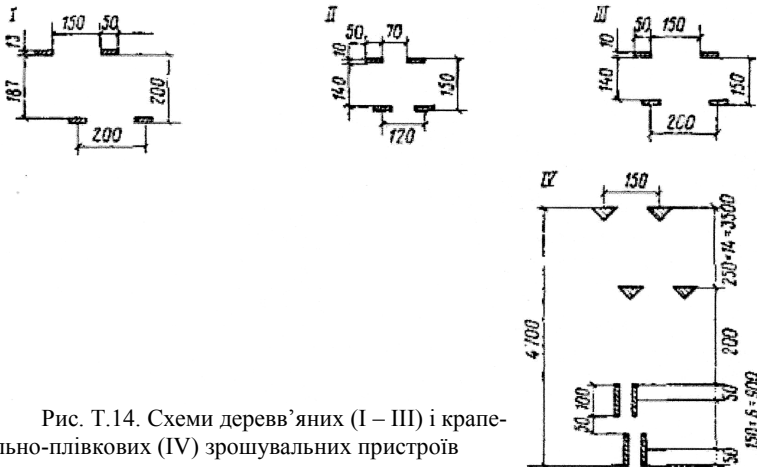


Рис. Т.14. Схеми дерев'яних (I – III) і крапельно-плівкових (IV) зрошувальних пристроїв

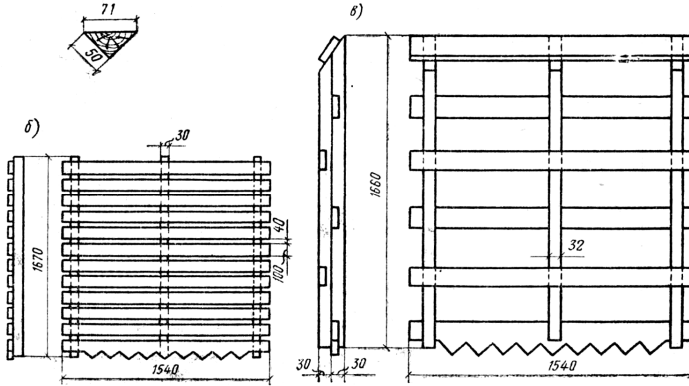


Рис. Т.15. Схеми крапельних і плівкових зрошувачів градирень

На рис. Т.16 показані схеми розташування дощок плівкових зрошувачів, які рекомендовані для вентиляторних градирень [28, с. 21].

При конструюванні зрошувача намагаються зменшити опір повітря, тому що це дає змогу збільшити витрату повітря через градирню і, отже, інтенсифікувати охолодження в ній води. В цьому сенсі плівковий зрошувач має переваги перед крапельним, проте для його виготовлення потрібно більше матеріалів.

Постійний контакт з проточною теплою водою і вологим повітрям призводить до швидкого виходу з ладу дерев'яних конструкцій зрошувачів, тому строк їх служби невеликий і вони потребують частих ремонтів.

Тепер широке використання отримали зрошувачі градирень, які виконані з плоских або хвилястих азбестоцементних листів з каркасом зі збірних залізобетонних конструкцій.

Вишукуються і досліджуються нові матеріали, а саме пластмаси [21, с. 419]. На рис. Т.16 показані схеми плівкових пластмасових і азбестоцементних зрошувачів [28, с. 22].

Для попередження винесення краплинок води повітрям будують механічні перехоплювачі води, рис. Т.17, з двох рядів дощок, які поставлені на ребро під кутом 60° [19, с. 138]. До перехоплювачів води пред'являють вимоги якнайбільшого зниження виносу крапель води з градирні з потоком повітря при мінімальному аеродинамічному опорі.

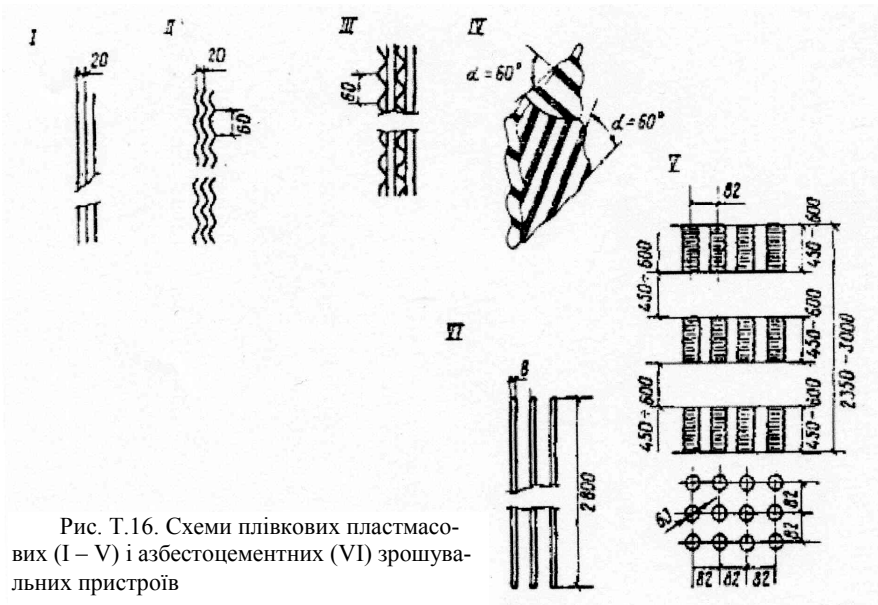


Рис. Т.16. Схеми плівкових пластмасових (I – V) і азбестоцементних (VI) зрошувальних пристроїв

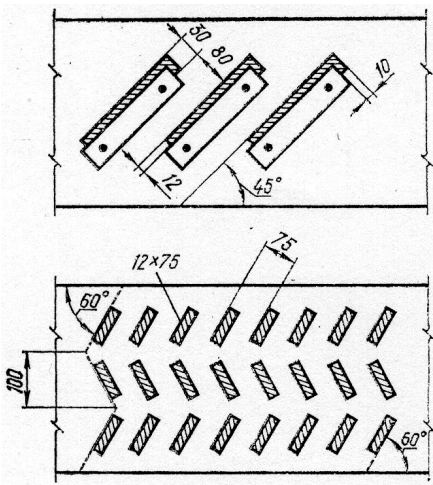


Рис. 8.17. Перехоплювачі води

Цим вимогам відповідають конструкції перехоплювачів води, схеми яких показані на рис. Т.18, а технічні параметри і розміри елементів наведені в таблиці Т.1 [28, с. 23].

Перехоплювачі води рекомендується розміщувати на відстані 2,0 м над водорозподільними системами, забезпечуючи доступ до водорозбризкувальних пристроїв. При необхідності зниження загальної висоти градирні ця відстань не повинна бути нижче 0,5 м.

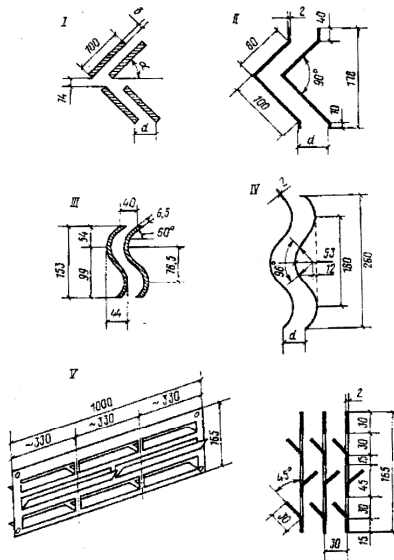


Рис. Т.18. Схеми перехоплювачів води для градинь

Таблиця Т.1

Параметри і розміри елементів перехоплювачів води для градинь
[28, с. 23]

Номер позиції на рис. Т.14	Перехоплювач води	Кут на- хилу планок α , град	Відстань між план- ками d , мм	Коефіці- єнт опо- ру ζ_{nn}	Винесення крапельної вологи, % від витрати охо- лоджуючої води
1	2	3	4	5	6
I	Дерев'яний двохряд- ний з товщиною план- ок $d=8$ мм при швидкості повітря $w=2,0$ м/с	60	70	3,7	0,1...0,2
I	Те ж з товщиною сті- нок $d=10$ мм при швидкості повітря $w=2,5$ м/с	60	70	4,7	0,1...0,2
I	Те ж	60	40	6,5	0,05

1	2	3	4	5	6
II	Пластмасовий кутниковий конструкції ВНИИГ при $w=2$ м/с	45	35	3,5	0,05
III	Азбестоцементний з криволінійними обрисами лопаток при $w=2,5$ м/с	-	40	3,1	0,05
IV	Пластмасовий з криволінійними обрисами лопаток при $w=2,0$ м/с	-	35	3,8	0,05
IV	Те ж	-	45	3,0	0,05
V	Пластмасовий трьохрядний при $w=1,0$ м/с	45	30	3,9	0,05

Примітка. Дані таблиці приведені для щільності зрошення $q = 6,2 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$.

Вентиляторні градирні з крапельним зрошування виконують з ладами зі збільшеним кроком між рейками, а висоту градирні обмежують 6...8 метрами. При швидкості повітря 1,6...1,8 м/с (в випадку протитечії) і 2...2,5 м/с (в випадку поперечної течії) опір градирні становить 9...12 мм вод. ст

Огородження градирень виготовляють з дерева, металу, шиферу і залізобетону. В великих градирнях таке облицювання монтують на металевому, бетонному або дерев'яному каркасі.

Вентиляторні градирні будують одно- та багатосекційні, розміщуючи в кожній секції по вентилятору. Перевагою багатосекційних градирень є те, що при виході з ладу або ремонті однієї з секцій інші мають змогу працювати. Потужність двигунів в них не така велика, як у односекційної градирні, тому для заміни вентилятора і двигуна потрібно менше часу.

До недоліків вентиляторних градирень відноситься шум під час роботи вентилятора і висока вартість експлуатації. В районах з низькою температурою і високою відносною вологістю зовнішнього повітря вентиляторні градирні можуть бути нерентабельними.

Оптимальна кількість секцій в одній оборотній системі водопостачання рекомендується приймати 4...8, максимальна – 12.

продовження додатка Т

При наявності завислих частинок в воді більше 120 мг/л необхідно приймати бризкальні градири. Якщо в воді є масла або нафтопродукти у сполучення з завислими частинками, то доцільно застосовувати плівковий зрошувач [19, с. 139].

В вентиляторних градирих застосовують переважно низьконапірні системи розподілу води з розбризувальними соплами.

До таких систем пред'являють такі вимоги: рівномірно розподіляти воду по зрошувачу і забезпечувати розрахункову подачу води в процесі експлуатації градири. Схеми і конструктивні розміри пластмасових сопел – тангенціального, ударного з зубчастим відбивачем і розтрубного – наведені на рис. Т.19 і в табл. Т. 2 і табл. Т.3.

Таблиця Т.2

Розміри розбрикувальних сопел [28, с. 17]

Умовний діаметр сопла: вхідного і вихідного отворів, $D_{в}$, мм	Розміри, мм					
	d_o	d_k	l_k	$R_{вх}$	a	b
20; 12	12	26	40	8	18	10
32; 16	16	32	60	9,5	32	15
32; 22	22	45	70	12,5	31	20

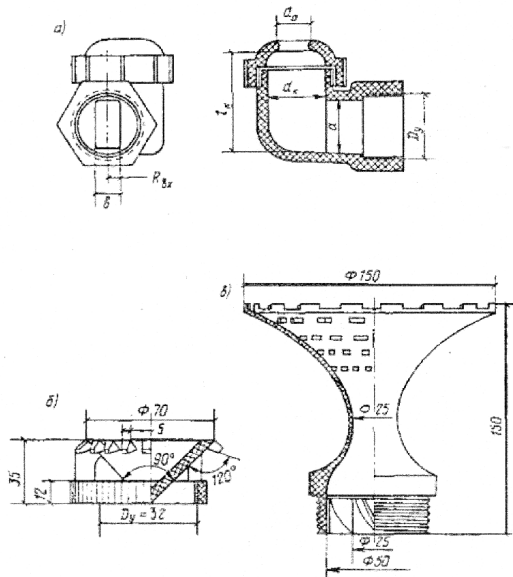


Рис. Т.19. Розбрикувальні пластмасові сопла:

а – тангенціальне; б – ударне з зубчастим відбивачем; в – розтрубне

Таблиця Т.3

Гідравлічні параметри розбризкувальних сопел

h_c , м	q_c , м ³ /ГОД	$K_{фн.р}$			$R_{ф2}$, м		$h_{ф2}$, м
		Напрям вихідного отвору і відстань від сопла до зрошувача, м					
		униз 1	униз 0,5	уверх 0,25	униз 1	уверх 0,25	уверх 0,25
Тангенціальне сопло, $D_v=20$; 12 мм; $m=0,53$							
1,5	1,15	0,79	0,7	0,5	0,55	1,7	1,0
2,0	1,28	0,82	0,72	0,44	0,65	2,0	1,2
3,0	1,46	0,88	0,79	0,35	0,75	2,5	1,8
4,0	1,65	0,94	0,83	0,30	0,80	2,9	2,5
Тангенціальне сопло, $D_v=32$; 16 мм; $m=0,51$							
1,5	2,7	0,74	0,72	0,79	0,045	1,8	1,2
2,0	3,06	0,75	0,80	0,62	0,50	2,1	1,4
3,0	3,50	0,94	0,89	0,50	0,62	2,8	1,9
4,0	3,90	0,94	0,76	0,40	0,70	3,1	2,6
Тангенціальне сопло, $D_v=32$; 22 мм; $m=0,50$							
1,5	3,9	0,67	0,57	0,74	0,75	1,9	1,1
2,0	4,25	0,70	0,65	0,65	0,82	2,1	1,3
3,0	5,26	0,72	0,65	0,55	0,90	2,6	1,8
4,0	6,00	0,73	0,68	0,50	0,95	3,0	2,5
Ударне сопло з відбивачем, $D_v=32$ мм; $m=0,91$							
1,0	7,50	-	-	0,80	-	1,9	0,3
1,3	9,75	-	-	0,75	-	2,5	0,45
2,0	11,26	-	-	0,66	-	2,9	0,55
Розтрубне сопло, $D_v=50$ мм; $m=0,94$							
0,6	5,69	5,50	0,60	0,90	0,50	1,0	0,40
1,0	7,35	7,00	0,70	0,80	0,65	1,5	0,55
1,2	8,05	7,75	0,80	0,75	0,70	1,6	0,60

Таблиця Т.4

Основні показники типових вентиляційних секційних градирень конструкції
СОЮЗВОДОКАНАЛПРОЕКТА [31, с. 121]

Номер проекту	Розміри однієї секції, м		Тип вентилятора	Тип зрошувача	Матеріал			Число секцій в градирні	Розмір градирні в плані, м	Будівельний об'єм (включаючи басейн), м ³
	В плані	Висота			Каркаса	Обшивки	Зрошувача			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Градирні, які розташовані на будівлях з плоскою покрівлею										
901-6-4	1×2	5,8	Об-320 №8 (нагнітальний)	Плівковий	Сталь	А/ц	Пластмасова перфорована плівка	2	2×2	66
								3	2×3	82
								4	2×4	96
								5	2×5	116
								6	2×6	129
			Крапельний	«	«	«	Дерево		2×2	66
								3	2×3	82
								4	2×4	96
								5	2×5	116
								6	2×6	129

продовження табл. Т.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
901-6-5	2×4	6,9	О6-320 №12 (на- гніталь- ний)	Плівковий	«	«	Пластма- сова пер- форована плівка	2	4×4	180
								3	4×6	251
								5	4×10	395
				Крапель- ний	«	«	Дерево	2	4×4	180
								3	4×6	251
								5	4×10	395
901-6- 40	4×4	6,72	1ВГ25	Плівковий	Сталь	А/ц або хвиляс- тий склопла- стик	Хвиляс- тий полі- етілен	2	4×8	286
								3	4×12	382
								2	4×8	286
				Крапель- ний	«	«	Дерево	3	4×12	382
Градирні, які розташовані на землі										
901-6- 41	1×2	6,5	О6-320 № 8 (на- гніталь- ний)	Плівковий	Сталь	А/ц або хвилястий склопла- стик	Дерево	2	2×2	64
								4	4×2	117
								6	6×2	120
				Крапельний	«	«	«	2	2×2	64
								4	4×2	117
								6	6×2	120

продовження табл. Т.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
901-6-32	1×2	8,95	О6-320 № 8 (нагніталь- ний)	Плівковий	Дере- во	Дерево	Дерево	2	2×2	123	
								4	2×4	208	
								6	2×6	293	
				Крапель- ний	«	«	«	2	2×2	123	
								4	2×4	208	
								6	2×6	293	
901-6-1	2×2	6,4	Відсутній	«	Дере- во	Дерево	Відсутній	1	2×2	33,6	
								2	2×4	67,2	
								3	2×6	100,8	
		8,2		Крапель- ний	«	Відсутній	Дерево	4	4×4	163,2	
								8	4×8	326,4	
								12	4×12	489,6	
	16		4×16					652,8			
					20	4×20	816				
	901-6-33	2×4	9,6	О6-320 № 12 (на- гнітальний)	Плівковий	Дере- во	Дерево	Дерево	2	4×4	348
									3	4×6	490
Крапель- ний					«	«	«	2	4×4	348	
								3	4×6	490	
901-6-42	2×4	6,72	О6-320 № 12 (на- гнітальний)	Плівковий	Сталь	А/ц або хвилястий склоп ластик	Дерево	2	4×4	199	
								3	6×4	287	

продовження табл. Т.4

1	2	3	4	5	6	7	8	8	10	11
				Крапельний	«	«	Дерево	2 3	4×4 6×14	199 287
901-6-27	4×4	11,1	1ВГ25	Плівковий, Крапельний, Бризкальний	3/б	А/ц	Дерево	2 3 4 5 6	4×8 4×12 4×16 4×20 4×24	610 885 1170 1440 1720
901-6-28	4×4	10,56	1ВГ25	Плівковий, Крапельний, Бризкальний	Сталь	Дерево, А/ц	Дерево хв. полі- етилен	2 3 4 5 6	4×8 4×12 4×16 4×20 4×24	780 1100 1420 1740 2060
901-6-39	4×4	10,07	1ВГ25	Плівковий, Крапельний	Дере- во	Дерево	Дерево	2 3 4 5 6	4×8 4×12 4×16 4×20 4×24	350 524 698 872 1046
901-6-34	8×8	12,74	1ВГ50	Плівковий, Крапельний	Дере- во	Дерево	Дерево	2 3 4 5	8×16 8×24 8×32 8×40	2140 3110 4100 5110

продовження табл. Т.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
901-6-29	8×8	12,7 4	1ВГ50	Плівковий, Крапельний, Бризкальний	Сталь	Дерево, А/ц	Дерево	2	8×16	2285
								3	8×24	3320
								4	8×32	4340
								5	8×40	5360
901-6-21	8×8	13,3 4	1ВГ50	Плівковий, Крапельний, Бризкальний	3/б	А/ц	Дерево	2	8×16	1670
								3	8×24	2475
								4	8×32	3280
								5	8×40	4085
901-6-20a	12×12	16,6 5	1ВГ70	Плівковий	3/б	А/ц	Дерево	2	12×24	4213
								3	12×36	6265
901-6-30	12×12	17,1 5	1ВГ70	Плівковий	Сталь	Дерева/ц	Дерево	2	12×24	5803
								3	12×36	8467
901-6-19c	12×16	16,6 5	1ВГ70	Крапельний Бризкальний	3/б	А/ц	Дерево	2	12×32	5572
								3	12×48	8317
901-6-31	12×16	17,1 5	1ВГ70	Крапельний Бризкальний	Сталь	Дерева/ц	Дерево	2	16×24	6171
								3	16×36	11088

продовження додатка Т

Таблиця Т.5

Основні показники окремо розташованих (одновентиляторних) градирень [31, с. 129]

Шифр, проекту градирні, проектна організація	Площа градирні, м ²	Діаметр основи, м	Висота градирні, м	Тип вентилятора	Тип зрошувача	Матеріал		
						каркаса	обшивки	зрошувача
СК-40, Гіпрокаучук	400	22	22	1ВГ104	Крапельно-плівковий	Сталь	3/6	Дерево
№Т-2153, Союзводоканалпроект	400	22	23,86	1ВГ104	Плівковий або крапельний	3/6	Хвилястий склопластик	Дерево
№ Т-2147, Союзводоканалпроект	750	30,9	25,9	1ВГ140	Плівковий	3/6	Хвилястий склопластик	Дерево, хв. поліетилен
СК-1200, Гіпрокаучук	1200	39	38,2	1ВГ200	Крапельно-плівковий	3/6	3/6	Дерево

ПАРАМЕТРИ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ

Параметри вологого повітря знаходять, використовуючи діаграму ***H-d***

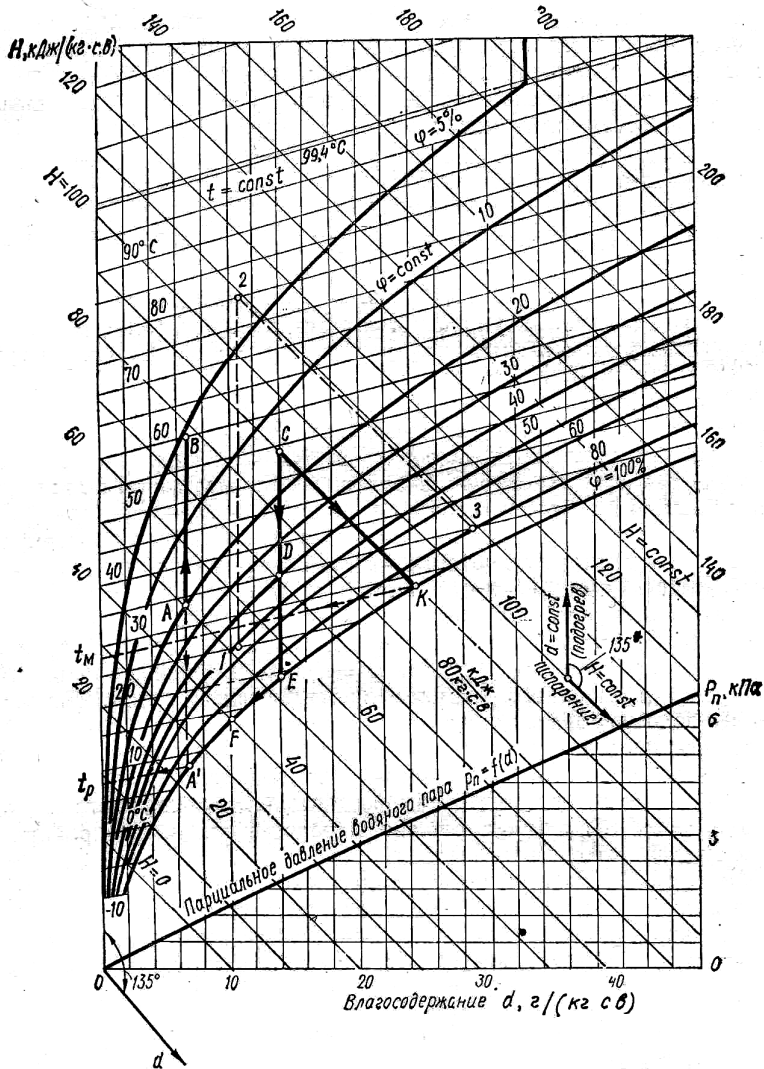


Рис. У.1. $H-d$ діаграма вологого повітря

ДОДАТОК Ф

ВЕНТИЛЯТОРИ ГРАДИРЕНЬ

В градирнях для створення штучної тяги застосовуються серійно виготовлені осьові вентилятори марки ВГ і осьові вентилятори загального промислового призначення марки **О6-300**. Технічні характеристики вентиляторів приведені в таблиці Ф.1 і рис. Ф.1 – Ф.5, [17, с. 4,9-17].

В марці вентилятора для градирень перша цифра означає номер модифікації, цифри після букв ВГ – умовний діаметр робочого колеса в дециметрах. Наприклад, вентилятор марки **3ВГ 25** – це вентилятор для градирень модифікації номер 3 з робочим колесом умовним діаметром 25 дм.

Строк служби вентилятора встановлюється не менше десяти років. Ресурс роботи до першого капітального ремонту повинен становити не менше 20000 годин.

На рис. Ф.6 приведена узагальнена схема вентиляторної установки марок ВГ 25, ВГ 50 і ВГ 70 і її габарити. Робоче колесо, яке складається з маточини з закріпленими на ній лопатями і втулки ротора, який насаджений безпосередньо на вал тихохідного електродвигуна, що закріплений болтами до корпусу. Робоче колесо обертається в порожнині середнього патрубку (обичайки), який розташований співвісно з ним.

Лопаті вентиляторів марок 1ВГ 25, 2ВГ 50, 2ВГ 70 – сталеві марки ЦЗ-04. Лопаті вентилятора марки 3ВГ 25 – з алюмінію марки К-121а. Лопаті вентилятора марки 1ВГ 104 – склопластикові марок К-100. Дифузор складається з окремих щитів. Колектор і середній патрубок – з окремих секторів.

Привод вентиляторів – тихохідний електродвигун вертикального виконання. Остання буква в марці двигуна показує вид його охолодження: наприклад, О – повітряне, В – водяне. Привод закріплюється на спеціальній рамі, яка відноситься до будівельної частини градирень.

Подачу повітря вентилятором можливо регулювати зміною кута встановлення лопатей.

Таблиця Ф.1

Параметри вентиляторів градирень [17, с. 9, табл. 1]

Технічна характеристика вентилятора	Марка вентилятора							
	О6-300 №8	О6-300 №12,5	1ВГ 25	3ВГ 25	2ВГ 50	2ВГ 70	1ВГ 104	О6-300 №8
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальна подача повітря, тис. м ³ /год	15	45	120	156	500	1100	2700	23
Статичний напір, Па (кгс/см ²)	-	-	137(14)	-	147(15)	157(16)	167(17)	-
Повний тиск, Па (кгс/см ²)	98(10)	157(16)	-	137(14)	-	-	-	235(24)
ККД вентилятора	0,78	0,78	-	0,63	-	-	-	0,78
Частота обертання, об/хв	930	730	365	365	178	178	110	1410
Кількість лопатей, шт	3	3	3	6	3	3	6	3
Кут встановлення лопатей, град	-	-	16	22	16	15	13	-
Діаметр робочого колеса, м	0,8	1,25	2,5	2,5	5,0	7,0	10,4	0,8
Діаметр втулки, м	0,32	0,5	0,75	-	1,5	2,1	3,64	0,32
Марка електродвигуна	АОЛ2-21-6	АО2-42-8	ВАСО 10-19-16	ВАСО 14-16-16	ВАСО14-16-32	ВАСО-15-23-34	ВАСВ 17-40-52	АОЛ2-32-4
Потужність, кВт	0,8	3,0	11,0	11,0	30,0	75,0	200,0	3,0
Напруга, В	380	380	380	380	380	380	6000	380
Частота струму, Гц	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0
ККД електродвигуна	-	-	0,885	0,885	0,83	0,875	-	-
Габарити вентилятора, м:								
діаметр	0,86	1,32	3,0	3,0	6,0	8,40	10,45	0,86
висота	0,98	1,51	1,87	1,87	3,74	5,15	13,5	0,98
Маса вентилятора, кг	-	-	1200	-	4960	9300	16200	-
Те ж, без електродвигуна, кг	51	157	-	-	-	-	-	51

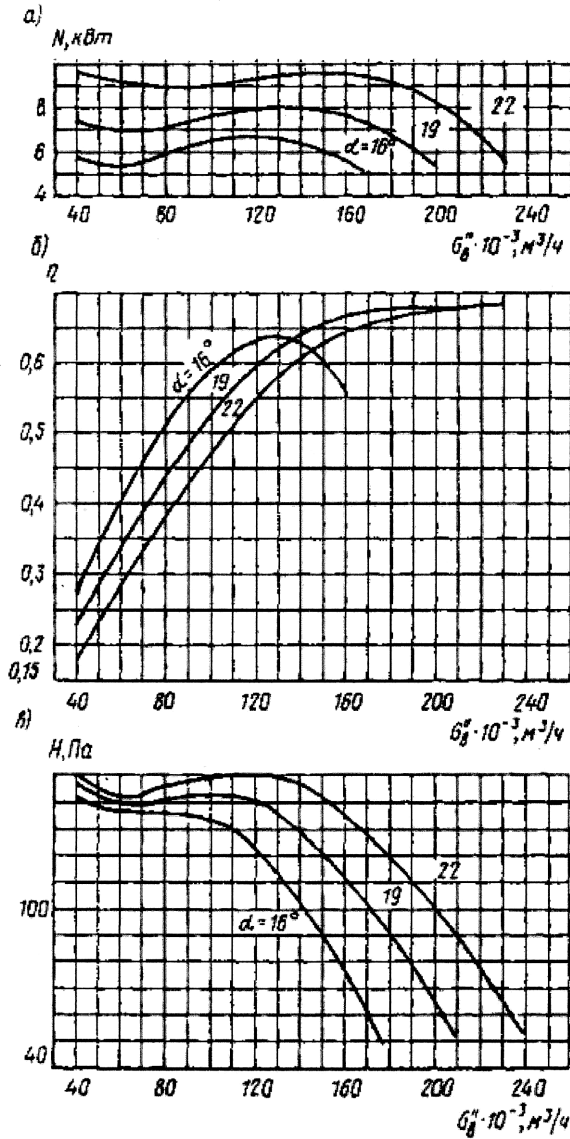


Рис. Ф.1. Аеродинамічна характеристика вентилятора марки ЗВГ 25
Залежності: а – потужності N ; б – ККД – η ; в – напору H від подачі повітря вентилятором G_g ”

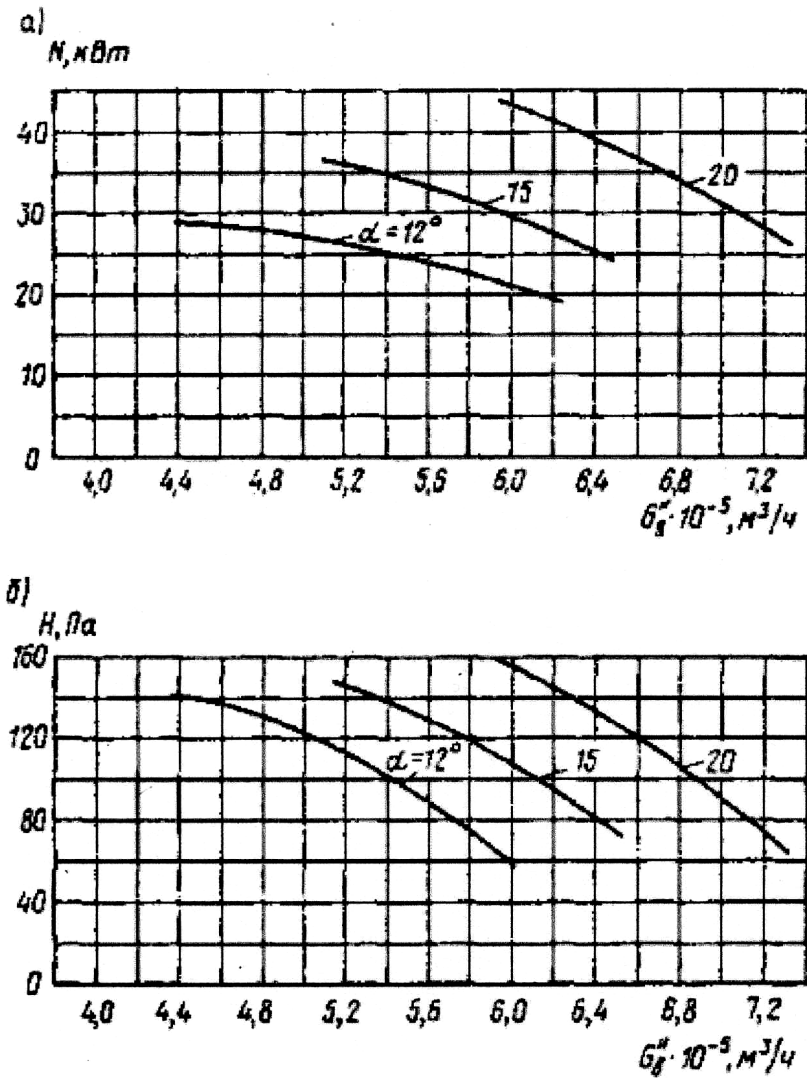


Рис. Ф.2. Аеродинамічна характеристика вентилятора марки 2ВГ 50
Залежності: а – потужності N ; б – напору H від подачі повітря вентилятором G_a ”

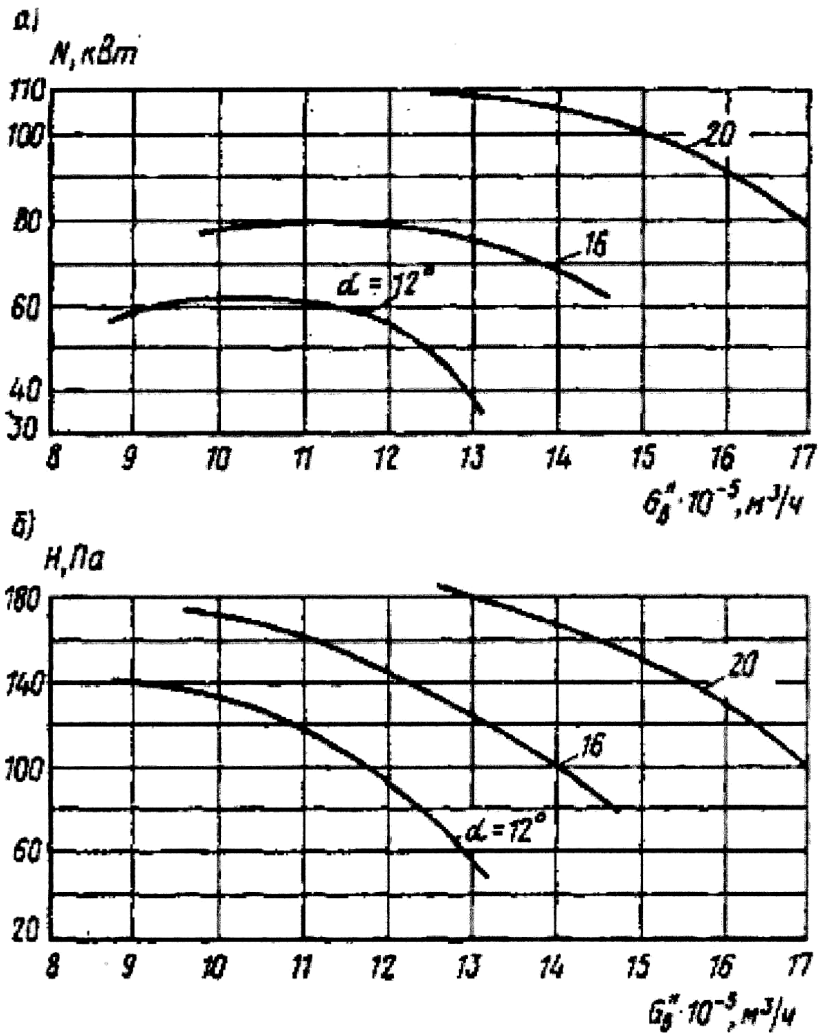


Рис. Ф.3. Аеродинамічна характеристика вентилятора марки 2ВГ 70
Залежності: а – потужності N ; б – напору H від подачі повітря вентилятором G_a ”

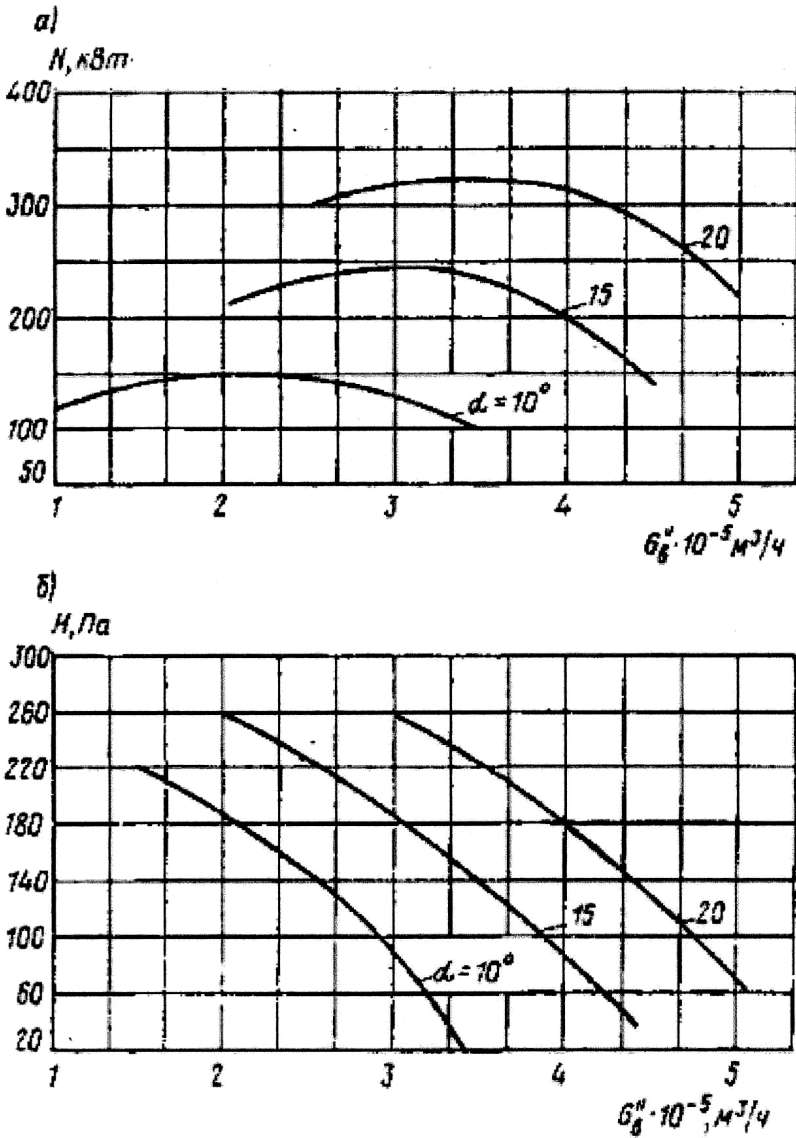


Рис. Ф.4. Аеродинамічна характеристика вентилятора марки ВГ 104
Залежності: а – потужності N ; б – напору H від подачі повітря вентилятором G_a ”

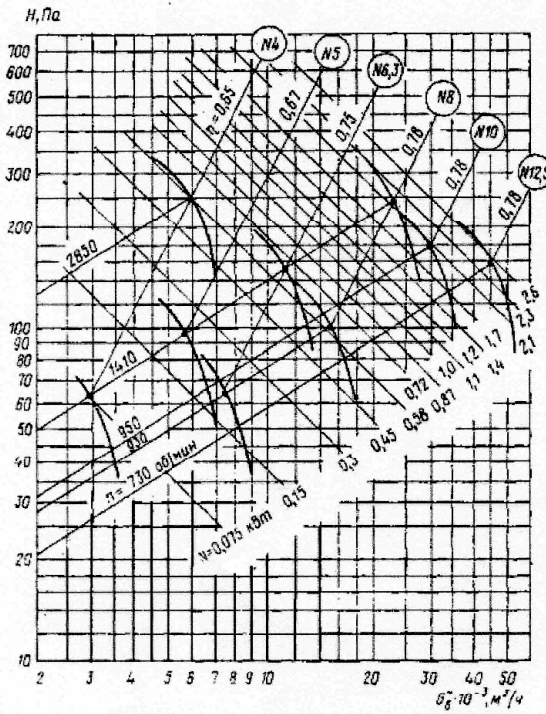


Рис. Ф.5. Аеродинамічні характеристики осевих вентиляторів марки О6-300 загального промислового призначення № 4; 5; 6,3; 8; 10 і 12,5

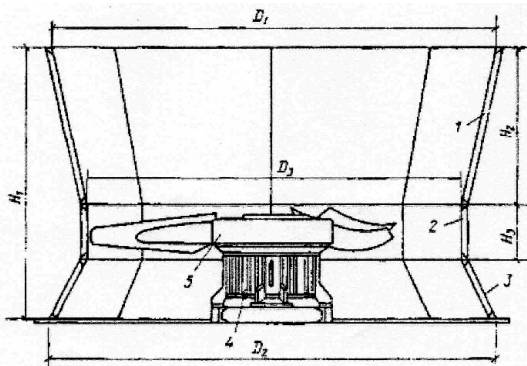


Рис. Ф.6. Вентиляторна установка марки ВГ

Таблиця Ф.2

Розміри вентиляторів марки ВГ [17, с. 17]

Марка вентиляторів	Розміри, мм					
	D_1	D_2	D_3	H_1	H_2	H_3
ВГ 25	3000	3000	2520	1850	1000	480
ВГ 50	6000	5910	5040	3720	2200	700
ВГ 70	8400	8400	7050	5150	3000	1000

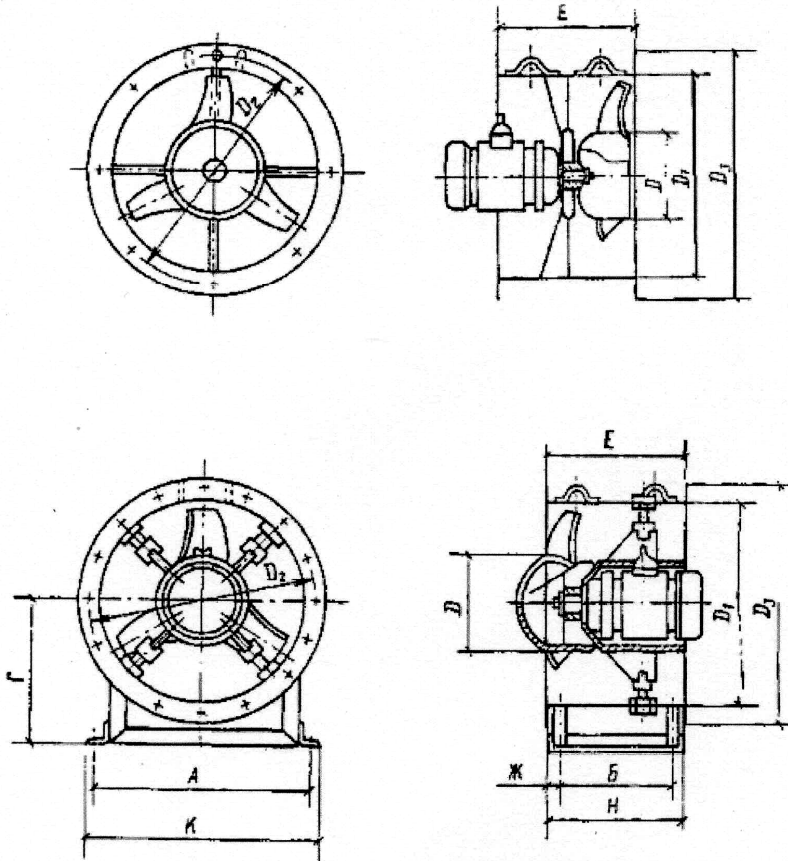


Рис. Ф.7. Осьові вентилятори марки О6-300 загального промислового призначення № 4; 5; 4; 6,3; 8; 10 і 12,5

продовження додатка Ф

Таблиця Ф.3

Розміри вентиляторів загального промислового призначення

№ 4; 5; 6,3; 8; 10 і 12,5

Но- мер вен- тиля- тора	Діаметр робочо- го коле- са вен- тилято- ра, мм	Розміри, мм (див. рис. Ф.7)										
		D	D_1	D_2	D_3	A	B	Γ	E	\mathcal{K}	K	H
4	400	160	403	430	460	-	-	-	200	-	-	-
5	500	200	503	530	560	-	-	-	250	-	-	-
6,3	630	252	633	650	690	-	-	-	315	-	-	-
8	800	320	805	830	860	750	250	550	320	32,5	806	315
10	1000	400	1006	1035	1060	900	330	670	400	32,0	960	394
12,5	1250	500	1258	1285	1320	1100	400	850	500	47,0	1160	494

ДОДАТОК Х

ВИПАРНИКИ

Таблиця Х.1

Практичні коефіцієнти теплопередачі k і питомий тепловий потік q_F
для розсолних випарників різного типу [2, с. 187]

Типи випарника	k , Вт/(м ² ·К)	q_F , Вт/м ²	Примітка
Занурені	230...300	1200...1500	При різниці температур 2...5° С
Вкртикальнотрубні	520...600	2300...2900	
Кожухотрубні:			
а) одноходові	350...400	1800...2100	
б) багатходові	400...470	2100...2300	

Затоплені кожухотрубні випарники тепер є найбільш поширеним типом. В цих апаратах холодоагент кипить на зовнішній стороні труб (гладких або оребрених), холодоносії проходить всередині труб.

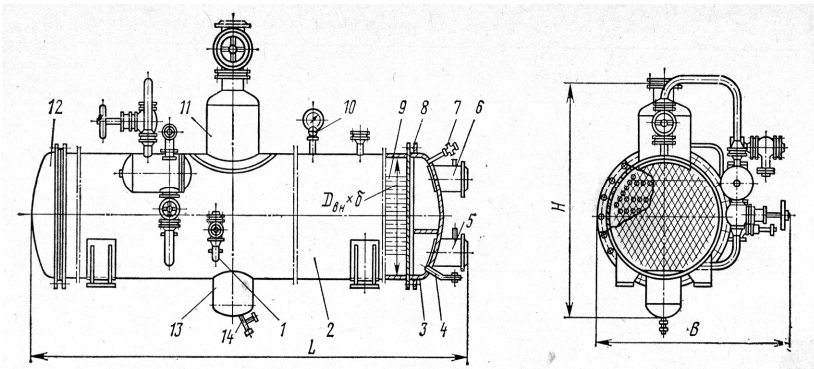


Рис. Х.1. Аміачний кожухотрубний затоплений випарник:

1 – патрубок для входу рідкого аміаку; 2 – корпус; 3, 12 – кришки; 4 – скидання розсолу; 5, 6 – штуцера для входу і виходу розсолу; 7 – вентиль для випуску повітря; 8 – трубна дошка (решітка); 9 – труби; 10 – манометр; 11 – сухопарник; 13 – масловідстійник; 14 – кран для випуску масла

В аміачних кожухотрубних випарниках [3, с. 29] використовують безшовні гладкі сталеві труби діаметром 25 x 2,5 мм (для апаратів з площею теплообмінної поверхні до 300 м²) і 38 x 3 мм (для апаратів з площею теплообмінної поверхні від 400 м²). Пучок труб шаховий ромбічний з кутом ромбу 60°. Перемички між трубами в першому випадку становлять 7 мм, а в другому – 9 мм. Відношення довжини кожуха до його діаметра приблизно дорівнює 5...8.

продовження додатку X

Таблиця X.2

Кожухотрубні аміачні випарники затопленого типу [3, с. 29; 5, с. 149]

Марка випарника	Площа внутрішньої теплообмін- ної поверхні, м ²	Габаритні розміри, мм				Число ходів <i>z</i>	Число труб <i>n_{тр}</i>	Дов- жина труб <i>l_{тр}</i> , мм	Маса апарата, кг	Діаметр умовного проходу приєднува- льних штуцерів, мм		
		Діаметр кожуха <i>D</i> x <i>δ</i>	Довжина <i>L</i>	Ширина <i>B</i>	Висота <i>H</i>					Холо доно сій (вхід і ви- хід)	Холодиль- ний агент	
											Вхід	Вихід
50ИТГ	51	600x87	3580	1075	1590	8	216	3000	1665	100	20	80
63ИТГ	67	600x8	4580	1075	1590	8	216	4000	2100	100	20	80
80ИТГ	96	600x8	5580	1075	1590	8	216	5000	2500	125	20	80
125ИТГ	121	800x8	4670	1310	1950	8	386	4000	3600	150	25	125
160ИТГ	154	800x8	5670	1310	1950	8	386	5000	4300	150	25	125
200ИТГ	193	1000x10	4800	1493	2270	8	616	4000	5600	200	32	150
250ИТГ	273	1000x10	5800	1493	2270	8	616	5000	6300	200	32	150
ИТГ-315	327	1200x12	6920	1788	2670	4	670	6000	7800	250	40	200
ИТГ-400	380*	1200x10	6890	1590	2490	4	810	6000	10180	250	40	200
ИТГ-500	580*	1600x16	7355	2715	2955	2; 4; 8	827	6000	23800	300	80	250
ИТГ-630	740*	1800x20	7340	2985	3200	2; 4; 8	1059	6000	29760	400	80	300
ИТГ-800	990*	1800x20	9345	2985	3200	2; 4; 8; 10	1059	8000	37620	400	80	300

*Площа зовнішньої теплообмінної поверхні

продовження додатку Х

Масло, яке потрапляє в випарник, періодично видаляють через ма-
словідстійник, який розташований в нижній частині апарата.

Парорідинна суміш від регулюючого вентиля підводиться в випа-
рник знизу в міжтрубний простір. Автоматичне живлення аміачних
кожухотрубних випарників холодильним агентом здійснюється, як
правило, за допомогою поплавкових регулюючих вентилів типу ПРВ
низького або високого тиску або за допомогою реле рівня ПРУ-4 або
ПРУ-5. Рівень рідкого аміаку у випарнику підтримується по верхній
твірній першого зверху ряду труб. В верхній частині випарника віль-
ний від труб простір слугує сухопарником.

При автоматичному живленні випарника за допомогою терморе-
гулюючих вентилів перегрів пари на виході не повинен перевищувати
1,5° С, при цьому досягається достатнє заповнення випарника в діапа-
зоні щільностей теплового потоку від 2000 до 4500 Вт/м². Якщо пере-
грів пари на виході становить 2,5° С, то коефіцієнт теплопередачі зме-
ншується приблизно на 25%.

Таблиця Х.3

Фізичні властивості розсолів хлористого натрію [2, с. 361]

Питома вага при +15 °С, кг/л	Вміст солі, %		Темпера- тура за- мерзання, °С	Теплоємність c_p , кДж/(кг·К)				
	в роз- чині	На 100 частин води		0	-5	-10	-15	-20
1,00	0,1	0,8	0,0	4,191	-	-	-	-
1,01	1,5	1,5	-0,9	4,074	-	-	-	-
1,02	2,9	3,0	-1,8	4,003	-	-	-	-
1,03	4,3	4,5	-2,6	3,940	-	-	-	-
1,04	5,6	5,9	-3,5	3,965	-	-	-	-
1,05	7,0	7,5	-4,4	3,897	-	-	-	-
1,06	8,3	9,0	-5,4	3,772	3,768	-	-	-
1,07	9,6	10,8	-6,4	3,722	3,718	-	-	-
1,08	11,0	12,3	-7,5	3,676	3,668	-	-	-
1,09	12,3	14,0	-8,6	3,630	3,626	-	-	-
1,10	13,6	15,7	-9,8	3,588	3,584	3,580	-	-
1,11	14,9	17,5	-11,0	3,551	3,546	3,538	-	-
1,12	16,2	19,3	-12,2	3,513	3,508	3,500	-	-
1,13	17,5	21,2	-13,6	3,475	3,471	3,466	-	-
1,14	18,8	23,1	-15,1-16,6	3,442	3,437	3,429	3,421	-
1,15	20,0	25,0	-18,2	3,408	3,404	3,396	3,387	-
1,16	21,2	26,9	-20,0	3,375	3,370	3,362	3,353	-
1,17	22,4	29,0	-21,2	3,341	3,337	3,333	3,329	3,320
1,175	23,1	30,1	-17,2	3,329	3,324	3,320	3,316	3,308
1,18	23,7	31,1	-9,5	3,312	3,308	3,303	3,299	-
1,19	24,9	33,1	-1,7	3,289	3,278	-	-	-
1,20	26,1	35,3	0,0	3,257	-	-	-	-
1,203	26,3	35,7		3,249	-	-	-	-

Навчальне видання

Герасимов Генріх Григорович
Куба Віталій Васильович

ПРАКТИКУМ

з дисципліни

«СИСТЕМИ ВИРОБНИЦТВА І РОЗПОДІЛУ ЕНЕРГОНОСІЇВ»

Навчальний посібник

Технічний редактор

Г.Ф. Сімчук

Підписано до друку 02.10.2019 р. Формат 60×84 ¹/₁₆.

Ум.-друк. арк. 9,5. Обл.-вид. арк. 9,9.

Тираж 100 прим. Зам. № 5468.

Видавець і виготовлювач
Національний університет
водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028.

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до
державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції РВ № 31 від 26.04.2005 р.